

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
ФАКУЛЬТЕТ ЕЛЕКТРОНІКИ
КАФЕДРА АКУСТИКИ ТА АКУСТОЕЛЕКТРОНІКИ**

«На правах рукопису»
УДК 681.518.5:519.226

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри
_____ В.С. Дідковський
(підпис)

“ ____ ” травня 2018 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

зі спеціальності 171 Електроніка

на тему: «Віброакустична діагностика підшипників кочення»

Виконав: студент 2 курсу, групи ДГ-61м

_____ Передерій Владислав Сергійович _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник доцент кафедри ААЕ, доцент, к.т.н. Берегун В.С. _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант _____
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали) (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2018

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Інститут (факультет) _____ Електроніки _____
(повна назва)

Кафедра _____ Акустики та акустoeлектроніки _____
(повна назва)

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність _____ 171 Електроніка _____
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

(підпис) (ініціали, прізвище)
«__» __ травня ____ 2018 р.

ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту
Передерій Владислав Сергійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації «Віброакустична діагностика підшипників кочення» _____,
науковий керівник дисертації Берегун В.С., к.т.н., доцент _____,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «09» лютого 2018 р. № 691-с

2. Термін подання студентом дисертації _____ 22.05.2018 р. _____

3. Об'єкт дослідження – Підшипник кочення _____

4. Предмет дослідження – Чутливість коефіцієнта ексцесу до зміни станів підшипника

5. Перелік завдань, які потрібно розробити:

- 1) Аналітичний огляд літературних джерел;
- 2) Дослідження діагностичних параметрів та їх орієнтовних значень для визначення станів підшипників;
- 3) Написання скрипту програми для демонстрації ефективності коефіцієнта ексцесу як діагностичного параметру для встановлення стану підшипника кочення;

4) Розроблення стартап-проекту;

5) Оформлення пояснювальної записки та презентації

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу презентація Power Point

7. Консультанти розділів дисертації*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

8. Дата видачі завдання 12 лютого 2017 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів	Примітка
1	Аналітичний огляд літературних джерел	12.02.2017 – 12.05.2017	
2	Дослідження діагностичних параметрів та їх орієнтовних значень для визначення станів підшипників	13.05.2017 – 14.09.2017	
3	Написання скрипту програми для демонстрації чутливості коефіцієнта експесу до зміни станів підшипника кочення	15.09.2017 – 25.02.2018	
4	Розроблення стартап-проекту	26.02.2018 – 05.03.2018	
5	Оформлення пояснювальної записки та презентації	06.03.2018 – 18.05.2018	

Студент

(підпис)

В.С. Передерій
(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

(підпис)

В.С. Берегун
(ініціали, прізвище)

Реферат

Магістерська дисертація містить основну частину на 84 аркушах, 39 рисунків, 19 таблиць, 1 додаток.

Актуальність теми. В даний час основні виробничі фонди більшості підприємств сильно зношені. Це негативно відбивається на кількісних і якісних показниках продукції, що випускається, і як наслідок, на економічну ефективність роботи підприємства. Робота обладнання, термін служби якого в кілька разів перевищує запланований ресурс, призводить до підвищеної ймовірності виникнення відмов і аварійних зупинок. Але аварійні зупинки можуть статися не лише на підприємствах які тривалий час використовують одне й те саме обладнання, такі ситуації можуть виникати і на новому обладнанні. Це свідчить про те, що моніторинг стану підшипників кочення є невід'ємною складовою сучасного виробництва.

Вібродіагностика – це найкраще рішення даної проблеми, адже завдяки їй можна не лише встановити вже наявну проблему, але й проводити моніторинг вузлів, що включають в себе підшипники кочення для уникнення серйозний поломок.

Мета і задачі дослідження. Мета дослідження – демонстрація ефективності використання коефіцієнтів ексцесу в процесі дослідження станів підшипників кочення. Задача дослідження – дослідити сучасні методи віброакустичної діагностики підшипників кочення; розробити алгоритм встановлення точного стану підшипника використовуючи в якості статистичного параметру коефіцієнт ексцесу.

Об'єкт дослідження. Підшипник кочення.

Предмет дослідження. Чутливість коефіцієнта ексцесу до зміни станів підшипника.

Наукова новизна одержаних результатів. Досліджено помилки при використанні коефіцієнту ексцесу в якості діагностичного параметру при дослідженні підшипників кочення.

Практичне значення одержаних результатів. Застосування отриманих результатів впроваджено в діагностиці та ремонті станка на ТОВ «Машлазер» і підтверджено актом впровадження.

Публікація. Передерій В.С. Вібродіагностика підшипників кочення // Теорія і практика актуальних наукових досліджень. Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції (м. Одеса, 28-29 квітня 2018 року). – Херсон: Видавництво «Молодий вчений», 2018. – С. 161–163.

Ключові слова: підшипник кочення, коефіцієнт ексцесу, дефект, віброакустичні параметри, діагностичні параметри.

Abstract

This thesis contains the main part on 84 pages, 39 illustrations, 19 tables, 1 appendix.

Actuality of theme. At present, the major productive assets of most enterprises are severely worn out. This negatively affects the quantitative and qualitative indices of the manufactured products, and as a consequence, the economic efficiency of the enterprise. The work of equipment, the service life of which several times exceeds the planned resource, leads to increased probability of failure and emergency stops. But emergency stops can occur not only in enterprises that use the same equipment for a long time; such situations may also arise on new equipment. This indicates that the monitoring of roller bearings is an integral part of modern production.

Vibrodiagnostics is a great solution to this problem, because it can not only detect an already existing problem, but also monitor nodes that include roller bearings to avoid serious breakdowns.

The aim and tasks of the research. The purpose of the study is to demonstrate the effectiveness of the use of kurtosis excess in the process of studying the conditions of rolling bearings. The task of the research is to investigate modern methods of vibration acoustic diagnostics of roller bearings; to develop an algorithm for determining the precise bearing condition, using as a statistical parameter of the kurtosis excess.

The object of the research. Bearing rolling.

The subject of the research. Sensitivity of the kurtosis excess to the change of bearing conditions.

Scientific novelty of the obtained results. Investigated errors with using the kurtosis excess as a diagnostic parameter in the study of roller bearings.

The practical value of the results. The application of the obtained results was implemented in diagnostics and repair on the LLC "Mashlazer" and the implementation unit was confirmed.

Publications. Передерій В.С. Вібродіагностика підшипників кочення // Теорія і практика актуальних наукових досліджень. Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції (м. Одеса, 28-29 квітня 2018 року). – Херсон: Видавництво «Молодий вчений», 2018. – С. 161–163.

Keywords: rolling bearing, kurtosis excess, defect, vibroacoustic parameters, diagnostic parameters.

ЗМІСТ

Перелік скорочень, умовних позначень, термінів	10
ВСТУП.....	11
РОЗДІЛ 1. ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ.....	13
1.1 Будова підшипників кочення.....	13
1.2 Види дефектів підшипників кочення.....	14
1.3 Основні віброакустичні параметри підшипників кочення.....	27
Висновки до розділу 1.....	32
РОЗДІЛ 2. ДІАГНОСТИКА ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ.....	33
2.1. Існуючі системи діагностики підшипників кочення.....	33
2.2. Діагностичні ознаки характеристики сигналів.....	34
2.3 Методи діагностики станів підшипників кочення.....	41
Висновки до розділу 2.....	50
РОЗДІЛ 3. ДІАГНОСТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ СТАНІВ ПІДШИПНИКІВ.....	51
3.1. Діагностичні параметри, що використовуються при діагностуванні стану підшипників кочення.....	51
3.2. Числові характеристики окремих діагностичних параметрів.....	53
Висновки до розділу 3.....	56
РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ ЧУТЛИВОСТІ КОЕФІЦІЄНТУ ЕКСЦЕСУ ДО ЗМІНИ СТАНІВ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ.....	57
4.1. Моделювання вибірок діагностичних сигналів.....	57
4.2. Демонстрація чутливості коефіцієнта ексцесу до зміни станів підшипника кочення.....	60
Висновки до розділу 4.. ..	65
РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЕКТУ	66
Висновки до розділу 5.....	77
ВИСНОВКИ	78
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	79

ДОДАТОК А.....	82
----------------	----

Перелік скорочень, умовних позначень, термінів

СКЗ – середньоквадратичне значення

ПІК – пікова амплітуда

КСП – коефіцієнт стану підшипника

x_{cp} – середнє арифметичне значення

ВСТУП

Сучасний розвиток технологій призвів до того, що машини та інші прилади важкої конструкції стали невід'ємною частиною людського повсякдення. Щодня будь-які теплоенергетичні прилади виконують мільйони різноманітних робіт всякої важкості і потреби. Жодна із сучасних установ, фабрики, заводів, підприємств не може повноцінно функціонувати чи конкурувати з іншими приватними чи державними підприємствами без використання такого обладнання. Тим не більше, науковці не збираються зупинятися на досягнутому технологічному рівні і прагнуть до все більшого розвитку у величезних темпах.

Ще кілька десятиліть років назад виникли машини, які на той час здавалися неперевершеними, а вже сьогодні виникають і функціонують такі машини, які виконують роботу декількох старих машин, але з більшою швидкістю і ефективністю. Цей прорив у техніці прискорив темпи виконання тієї чи іншої роботи, але і навантаження, при яких працюють сьогоднішні прилади на багато підвищилися. В результаті цього деталі, які використовуються в цих машинах швидше зношуються. А вихід із ладу однієї деталі приладу може призвести до поломки іншої деталі або і, навіть, всієї машини. Вихід із ладу обладнання певного підприємства може призвести до зупинки його виробництва і функціонування. Це, в свою чергу, може понести за собою небажані наслідки у вигляді економічних збитків і втрати позицій у гонці конкурентів.

Часто спостерігаються такі поломки, які стають не придатними для ремонту. Тому необхідно замінити деталі обладнання, а в деяких випадках, навіть, приходити до заміни всієї машини. Сучасне обладнання, якщо воно оснащено новітніми технологічними рішеннями, має дуже високу вартість і дороге в обслуговуванні. Тому необхідно думати про надійність використовуваної техніки і залучати новітні технології діагностування обладнання. Апаратура певного підприємства потребує періодичного огляду. Це дозволить запобігти передчасному виходу з ладу обладнання, знайшовши місце

можливої появи дефекту ще до того, коли він утворився. Здійснити заміну деталі певного вузла машини або вчинити необхідні заходи щодо зупинення розвитку дефекту. Варто зазначити, що огляд обладнання необхідно проводити не лише в період виконання ним своїх функцій, а і в період виробництва. Нерідко причиною виходу з ладу машини стає використання деталей, в яких було допущено дефект ще при виготовленні.

Існує багато методів діагностування теплоенергетичного обладнання. Але на передній план сучасного діагностування виходить вібродіагностика. Вона використовує у своїй роботі віброакустичні процеси, які мають дуже великий об'єм інформації про функціонування машини, про стан її складових, деталей. При цьому при обробці отриманих сигналів використовується сучасний технологічний апарат, який дозволяє проводити огляд під час роботи машини, без її демонтажу. В додаток до цього використовуються сучасні методи обробки інформації. Ці методи діагностування є найбільш чутливими до зміни коливальних властивостей об'єкта діагностування під дією утворених дефектів.

При проектуванні і виробництві майбутньої машини, приладу чи обладнання використовуються підшипникові вузли, невід'ємною частиною яких є підшипники кочення. Дуже часто причиною виходу з ладу обладнання стають дефекти, які утворюються в самих підшипниках кочення. Підшипники кочення, в свою чергу мають складові у своїй будові і зародження майбутнього дефекту всього підшипника кочення з'являється саме там. Щоб знати місця можливих утворень дефектів, щоб знати, яким чином можна запобігти цьому необхідно познайомитись із будовою підшипників кочення та їх класифікацією.

РОЗДІЛ 1. ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

1.1 Будова підшипників кочення

На рис. 1.1 показана будова підшипника кочення. Підшипники кочення складаються з наступних складових: зовнішнього і внутрішнього кільця з доріжками кочення (рис. 1.1, а), тіл кочення (рис. 1.1, б), сепаратора (рис. 1.1, в), більш детально будову підшипника описано в роботі [1].

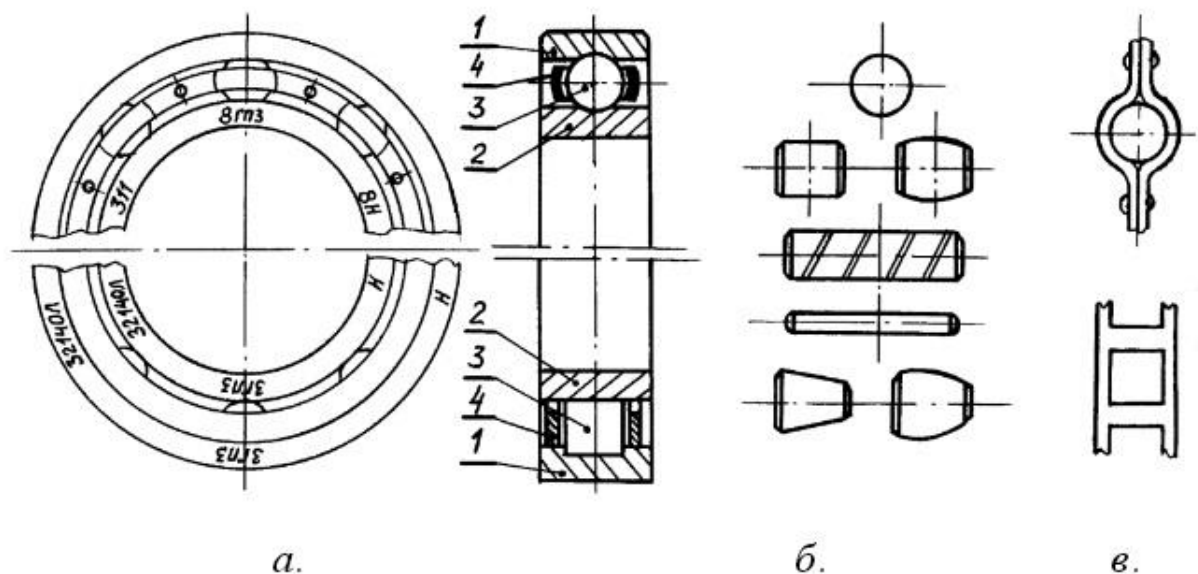


Рис. 1.1 Будова підшипників кочення

Внутрішнє кільце (рис. 1.1, а) монтується на валу і в більшості випадків обертається разом із валом. Зовнішнє кільце монтується у корпусі машини і в більшості випадків не обертається. Однак, з метою забезпечення рівномірного спрацювання по всій довжині доріжки кочення, рекомендується вибирати таку посадку кільця в корпусі, яка забезпечує повільне провертання кільця.

Тіла кочення (рис. 1.1, б) – це основні елементи підшипника. Вони мають форми кульок або роликів різної конфігурації.

Сепаратор (рис. 1.1, в) забезпечує утримання тіл кочення на постійній відстані одне від іншого, перешкоджаючи контакту між ними під час роботи.

Від конструкції і матеріалу сепаратора залежить максимальна швидкість, з якою може працювати підшипник.

Ущільнення забезпечує надійну роботу підшипника, захищаючи його від забруднення й охороняючи мастило від вимивання [2].

Підшипники кочення хоча і функціонують як механізми, але їм не завжди притаманна одна з характерних властивостей механізмів – передавання руху. Таким чином, підшипник кочення, коли одне з кільце нерухоме, являє собою складну механічну систему з довгочасним циклічним характером навантаження деталей. Саме це визначає особливий підхід до оцінки працездатності підшипника через показники надійності [3].

1.2 Види дефектів підшипників кочення

Виробництво підшипників кочення відбувається в дуже жорстких умовах до їх якості. При ідеальних умовах роботи, їх можна використовувати дуже тривалий час (до декількох років). Та ідеальні умови роботи трапляються не часто, тому підшипники кочення не до кінця використовують весь свій потенціал [4].

На основі написаного, до попередньо названих умов, які визначають термін роботи підшипників кочення можна додати умови їх виробництва. Недотримання таких умов призводить до появи в будові підшипника дефектів, що, в свою чергу, веде до швидкого виходу з ладу всього підшипника кочення в цілому.

Для діагностування об'єктів дослідження необхідно знати дефекти, які виникають у них та наслідки, до яких може призвести той чи інший з них. Тому існують наступні види дефектів.

Втомні руйнування поверхні пов'язані з проблемами мастила, такими як невідповідне мастило, низька її в'язкість і розриви мастильної плівки. На початковій стадії розвитку дефекту поверхня виглядає неначе вкрита інеєм в деяких місцях, як показано на рис. 1.2. При подальшому розвитку дефекту

поверхня доріжки починає відшаровуватися і розтріскуватися (слід зазначити, що це відшаровування не настільки серйозне як відколи на доріжці). При накопиченні втоми в матеріалі доріжки її поверхня стає шорсткою, підшипник починає шуміти і надмірно нагріватися. Постійне перевантаження, погано оброблені і забруднені поверхні неминуче ведуть до втомних явищ. Цього можна уникнути або істотно сповільнити, якщо підшипник буде чистим і добре змазаним.

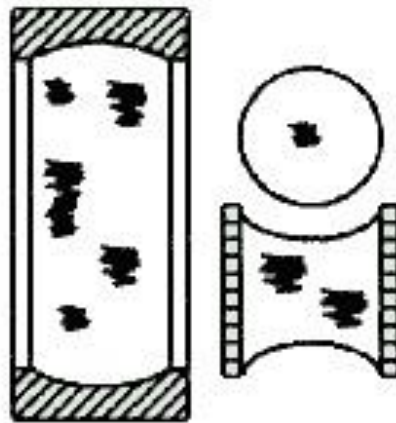


Рис. 1.2 Втома доріжки кочення. Поверхня розтріскується і відшаровується

Викришування поверхні схоже на втому поверхні, але відрізняється від нього більш сильним ступенем пошкодження підшипника і може вказувати на те, що підшипник вичерпав ресурс втоми, рис. 1.3 показує, що розтріскування та відколи поверхонь характеризуються глибокими тріщинками і розшарування. Це відбувається, коли під поверхневі тріщини, що виникають в місцях дислокації неметалевих включень в сталі підшипника, доходять до поверхні. Передчасне розтріскування часто викликається поганою посадкою валу, викривленнями корпусу і неправильною установкою, тобто умовами, що викликають занадто високі циклічні напруги.

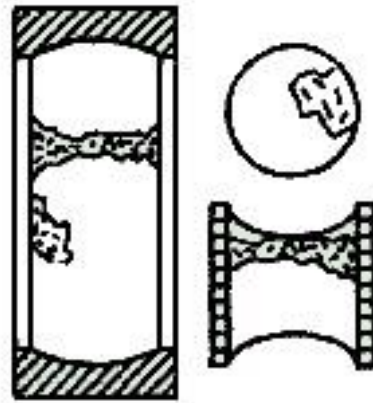


Рис. 1.3 Викришування поверхні. Глибокі тріщини і розтріскування

Абразивне зношення. Абразивне стирання металу, показане на рис. 1.4, руйнує поверхні елементів підшипника. Залежно від типу абразивного зносу, поверхня набуває або тьмяного сірого металевого кольору або ж дзеркально полірується. Іноді підшипник внаслідок зміни його геометрії через зношування різко виходить з ладу. Дрібний абразивний пил є звичайною причиною такої відмови. Цей пил може потрапити в підшипник при установці через погані ущільнення або з брудним мастилом. Тому при монтажі підшипника рекомендується протирати кожен елемент чистою тканиною перед мастилом і зберігати в чистоті робочі поверхні. Хороші ущільнення, ущільнення, що промиваються і чисті мастильні матеріали допоможуть запобігти забрудненню після установки підшипника.

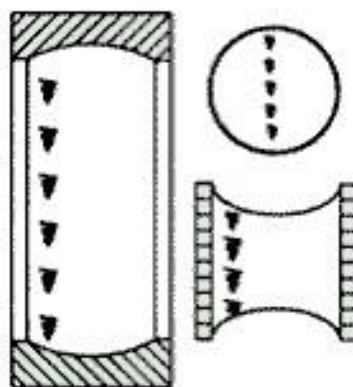


Рис. 1.4 Абразивне зношення. Пошкодження поверхні елементів кочення

Атмосферна корозія. Корозія викликається вологою, яка потрапляє в підшипник з атмосфери. Вологе повітря, потрапляючи всередину підшипника, при охолодженні навколишнього середовища конденсується, розриваючи мастильну плівку в місцях контакту тіл і доріжок кочення. Атмосферній корозії, показану на рис. 1.5, можна запобігти, використовуючи хороший сальник, консистентне мастило і добре змащуючи підшипник. У деяких випадках можуть виявитися необхідними спеціальні ущільнення, щоб виключити розбризкування мастила. Підшипник необхідно заповнювати мастилом при кожній більш-менш тривалій зупинці машини.

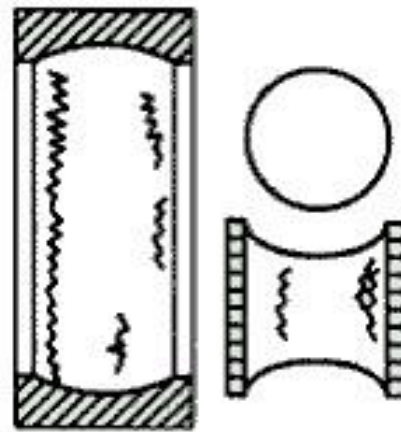


Рис. 1.5 Атмосферна корозія. Зовнішній вигляд корозії

Фретинг-корозія. Як показано на рис. 1.6, фретинг-корозія дуже схожа на звичайну корозію. Вона виникає на посадкових поверхнях підшипника на валу, а також і на інших сполучених поверхнях. Вона викликається незначними (мікроскопічними) навантаженнями. Фретинг-корозія може викликати як ослаблення посадки внутрішнього кільця на валу, так і його заклинювання, при якому його неможливо буде зняти. Фретинг-корозія також може привести до розламування кільця. Запобігти можна дотримуючись рекомендацій виробника щодо допусків і переконавшись, що елементи підігнані найкращим чином.

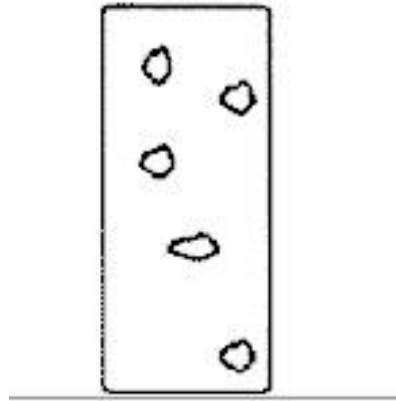


Рис. 1.6 Фретинг-корозія на зовнішній стороні зовнішнього кільця

Брінелювання. При брінелюванні на поверхні кільця з'являються регулярно наступні один за одним виїмки. Це є наслідком пластичних деформацій металу в місцях виїмок, які виникають внаслідок перенапруження металу. Результат брінелювання доріжок кочення показаний на рис. 1.7. Брінелювання є наслідком високих статичних і ударних навантажень, неправильної технології установки підшипника, сильних механічних ударів, що виникають, при падінні машини. Брінелюванню можна запобігти, використовуючи при установці підшипника тільки тиск замість ударів. Якщо ударних навантажень неможливо уникнути як при установці, так і в процесі експлуатації, тоді необхідно використовувати підшипники, призначені для більш високих навантажень.

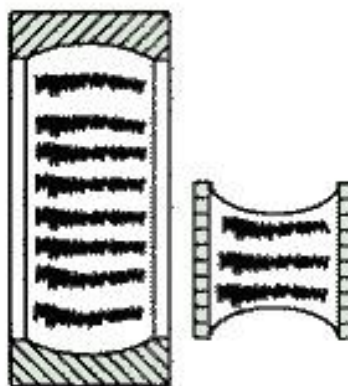


Рис. 1.7 Брінелювання доріжок кочення. Регулярні вибоїни на доріжках кочення

Псевдо брінелювання. Як і просто брінелювання характеризується виїмками на доріжках кочення. Однак на відміну від простого брінелювання виїмки характеризуються не тільки продавлюванням металу в зонах пластичних деформацій, а й його зрушенням, в результаті цього місця пошкодження не видно навіть при уважному огляді. На рис. 1.8 показаний результат псевдо брінелювання. Псевдо брінелювання є результатом сильних вібрацій машини в неробочому стані. Іноді це відбувається при транспортуванні. Також на це впливають вібрації інших, близько розташованих машин. Подібної проблеми можна уникнути, забезпечуючи правильне закріплення транспортуючих валів з підшипниками і ізолюючи машину від сусідніх вібруючих агрегатів, використовуючи для цього роздільні фундаменти.

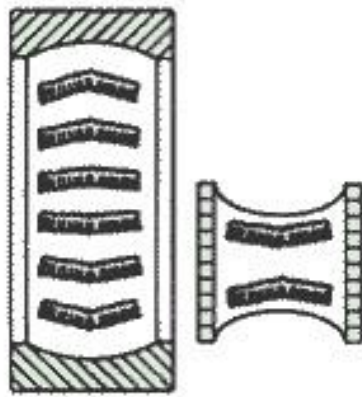


Рис. 1.8 Псевдобрінелювання. Вибоїни на доріжках кочення за рахунок зсуву металу

Електропошкодження. Точковий піттинг (зварювання) в результаті електричного зварювання часто має регулярний характер на поверхнях елементів кочення і на доріжці кочення. Він виникає в результаті проходження через підшипник електричного струму. На рис. 1.9 показані доріжки підшипника. Електричний струм може викликати також і випадкове викришування. Найбільш поширеними причинами електропошкоджень є статична електрика, що створюється ремнями транспортера і струмами зварювальних апаратів.

тів. Тому транспортери повинні бути забезпечені заземлювальними стрічками, а зварювальне обладнання необхідно заземлювати.

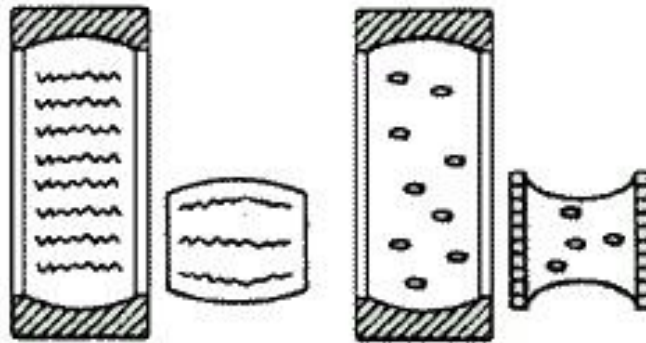


Рис. 1.9 Електропошкодження. Пітінг поверхонь доріжок кочення внаслідок проходження сильного струму. Канавки на робочих поверхнях сферичного ролика, які викликані електричним струмом

Натирання. Натирання виникають в результаті переміщення металу з однієї поверхні на іншу. Натирання в тому вигляді, як вони показані на рис. 1.10, викликані прослизанням через перевантаження підшипника і нестачею мастила. Натирання на торцях циліндричних роликів можуть виникати через не розрахункове осьове навантаження на підшипник. Також це може бути наслідком неправильної збірки підшипника або недостатнього змащення.

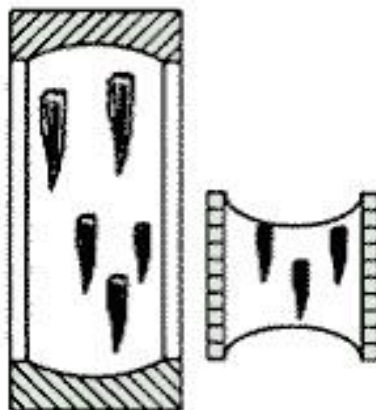


Рис. 1.10 Натирання на тілах та доріжках кочення внаслідок недостатнього змащення

Задирки на поверхні є наслідком абразивного зношення і проявляються у вигляді глибоких подряпин на доріжках і тілах кочення. Загальний вигляд сильно подертої поверхні показаний на рис. 1.11. Окремі задирки поверхні створюють точки концентрації напруги, в яких можливе виникнення втомних явищ. Задирки поверхні викликаються відносно великими частками матеріалу, які потрапляють в підшипник і рухаються по доріжках при русі тіл кочення. Як і інші проблеми, пов'язані з забрудненням, задиркам поверхні можна запобігти, використовуючи хороші ущільнення і чисте мастило підшипника.

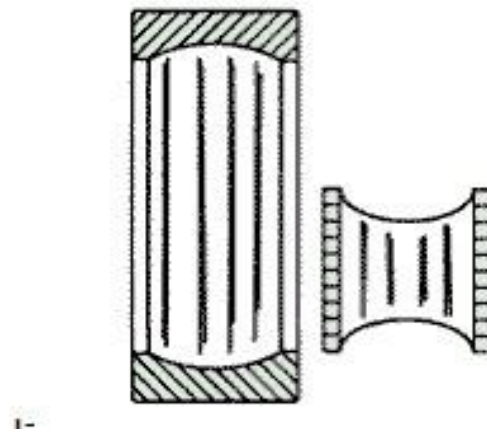


Рис. 1.11 Задирки поверхонь доріжок і тіл кочення у вигляді глибоких подряпин

Вибойни поверхні. Приклад показаний на рис. 1.12. Цей вид пошкодження підшипників нагадує брінелювання, тому що вибойни скоріше є результатом пластичних деформацій, ніж зносу. Проте, вони виникають при пошкодженні поверхні (подряпини, стирання дрібними сторонніми частинками, які є результатом зносу або потрапляють в підшипник при його роботі). Тіла кочення при обертанні захоплюють сторонні частинки, які потрапляють в підшипник. Ці частинки, потрапивши на доріжку кочення залишають випадкові насічки, в районі яких виникає концентрація напружень і розриви масляної плівки, що приводить до втомного викришування металу і появи вибоїн. Ймовірність виникнення вибоїн зменшується при використанні хороших

ущільнень і частого змащення підшипників, яке вимиває різні сторонні частинки.

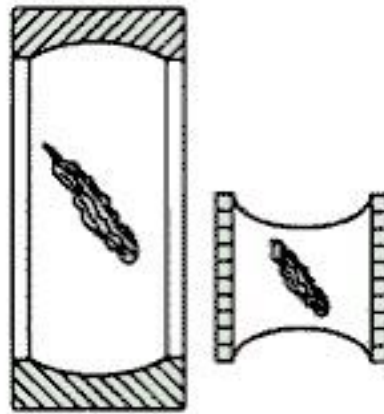


Рис. 1.12 Вибоїни, глибокі подряпини, викликані потраплянням сторонніх частинок в підшипник

Пошкодження при складанні. На рис. 1.13 показаний один із видів подібних пошкоджень. У цьому прикладі зовнішнє кільце було неправильно встановлене і, коли підшипник був зібраний, то ролики залишили вм'ятини на доріжках кочення.

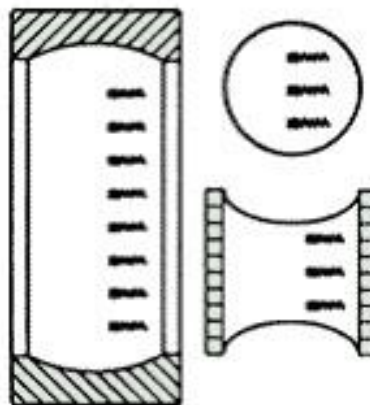


Рис. 1.13 Пошкодження підшипника при збиранні внаслідок недостатнього досвіду збирання

Перегрів. На рис. 1.14 представлений приклад пошкодження підшипника (зміна його геометрії) в результаті перегріву і навантаження. Зазвичай такі пошкодження пов'язані з повною відмовою підшипника. Перегрів часто

обумовлений недостатнім змащенням, тертям зовнішнього кільця по обертовому валу, зайвим обтиском зовнішнього кільця при встановленні в корпус машини або не розрахунковою (високою) частотою обертання валу. В окремих випадках перегрів підшипника може бути обумовлений зовнішнім джерелом, таким як термічна піч.

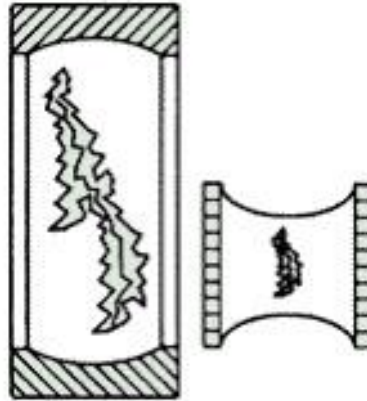


Рис. 1.14 Знебарвлення і пошкодження металу, викликане поганим змащенням і перегрівом

Неспіввісність кілець. Основною причиною пошкодження підшипника, показаного на рис. 1.15 є не співвісність кілець, яке призвело до фретинг-корозії і викришування. Не співвісність веде до високих осьових навантажень, які викликають втомні руйнування і сильні відколи поверхні.

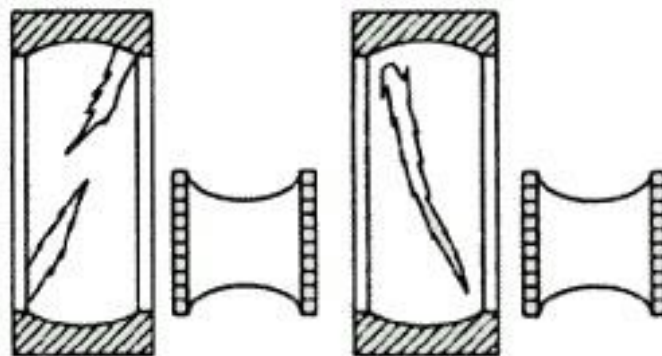


Рис. 1.15 Пошкодження підшипника внаслідок не співвісності кілець:

- а) неспіввісність зовнішнього кільця відносно валу;
- б) неспіввісність валу відносно корпусу підшипника

Руйнування через дисбаланс. Дисбаланс ротора дає основне навантаження на підшипник. Коли дисбаланс занадто великий, пошкодження підшипника мають вигляд, показаний на рис. 1.16. Іноді таке пошкодження можна виявити тільки в одному місці на внутрішньому кільці. Для зменшення дисбалансу мінімально необхідним є балансування окремих частин ротора якомога точніше, особливо при роботі на високих швидкостях.

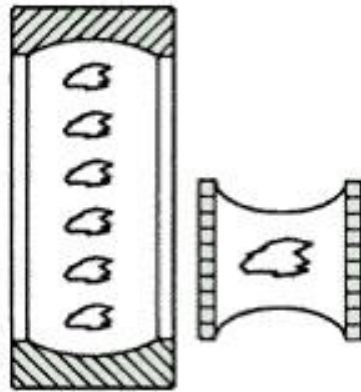


Рис. 1.16 Руйнування від надлишкового дисбалансу ротора

Розколювання, роздрібнення деталей. Причиною є велике перевантаження підшипника. На рис. 1.17 показаний типовий приклад такого розколювання. Як видно з розгляду рисунка, область втомного викришування на внутрішньому кільці охоплює всю ширину кільця, а сепаратор розбитий на шматочки внаслідок поперечних тріщин в кожному гнізді кульки.

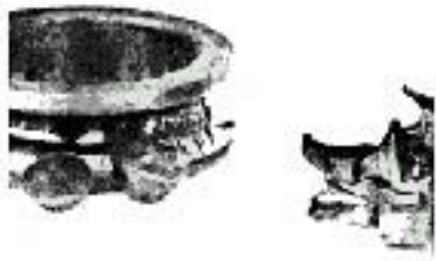


Рис. 1.17 Розколювання

Пошкодження сепаратора. Пошкодження сепаратора, подібні показаному на рис. 1.18, проявляються в утворенні в ньому тріщин і його руйнуванні.

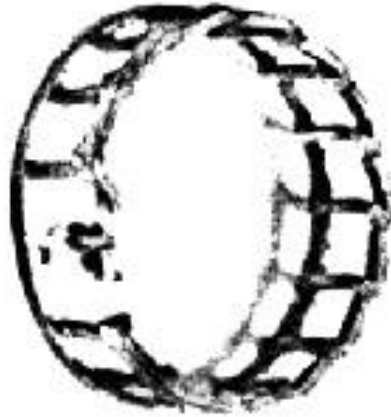


Рис. 1.18 Пошкодження сепаратора

Це, в свою чергу, веде до швидкого виходу з ладу підшипника в цілому, при цьому затушовується той факт, що першопричиною цього був сепаратор. Найчастіше причиною виходу з ладу сепаратора є його вигин, що виникає при русі кульок по шляхах, що взаємно перетинаються через не співвісність. Також пошкодження сепаратора може бути викликано неправильним складанням, забрудненням або не частим змазуванням підшипника.

Дефект можна виявити і прогнозувати на ранніх стадіях його розвитку. Спектр і форма сигналу вібрації зберігає в собі інформацію про наявність характерних дефектів підшипників кочення. Ця інформація має специфічні особливості в залежності від виду дефекту і місця, в якому він був виявлений. Така інформація проявляється деякими признаками в сигналі. Однією із таких ознак є наявність в спектрі несинхронних піків. Крім цього при розвинених дефектах можна спостерігати гармоніки таких несинхронних піків. Спектр може містити як дискретні піки, так і розмиті «горби», в яких зосереджена вібраційна енергія. У часовому сигналі спостерігаються ударні імпульси, які виникають в межах контакту тіл кочення з дефектами доріжок ко-

чення або доріжок з дефектами тіл кочення, більш детально цією інформацією можна ознайомитися в роботі [5].

Дефекти в підшипниках кочення мають властивість проявлятися на певних частотах, які залежать від їх геометричних розмірів. Ці частоти можна визначити знаючи наступні параметри: кількість елементів кочення, їх діаметр, діаметр сепаратора і кут контакту. Частотні вирази визначають лиш частоти головних гармонік (імпульсів), які виникають у віброакустичному сигналі при різних дефектах в підшипниках кочення. Додатково виникає вібрація на вищих гармоніках цих частот і вібрація на великій кількості складових на комбінаційних частотах (сумарних, різницевих) головних частотах складових. Рівні вібрацій частотних складових визначаються виглядом і ступенем розвитку дефекту, властивостями навантаження, станом змащення, передавальними характеристиками підшипникових вузлів та іншими причинами. Кількість можливих поєднань комбінаційних частот буває на стільки великою, що може ускладнити проведення аналізу вручну [6].

Перейдемо безпосередньо до частот, на яких спостерігається те чи інше пошкодження.

Пошкодження внутрішнього кільця проявляється на частоті проходження тіл кочення по зовнішньому кільцю:

$$f_{\text{зов}} = k \cdot \frac{z}{2} \cdot n \cdot \left(1 - \frac{d}{D} \cdot \cos\beta\right); \quad (1.1)$$

де D – діаметр кола, що проходить через центр тіл кочення, мм;

d – діаметр тіл кочення, мм;

β – кут контакту;

z – кількість тіл кочення;

n – частота обертання, с;

$k=1, 2, 3$:

$k=1$ при перекосі підшипника;

$k=2$ при зносі зовнішнього кільця;

$k=3$ при тріщині і раковинах на зовнішньому кільці.

Пошкодження внутрішнього кільця проявляється на частоті проходження тіл кочення по внутрішньому кільці:

$$f_{\text{вн}} = k \cdot \frac{z}{2} \cdot n \cdot \left(1 + \frac{d}{D} \cdot \cos\beta\right); \quad (1.2)$$

Види пошкоджень – раковини, тріщини, зношення внутрішнього кільця. Пошкодження тіл кочення проявляються на частоті коливання тіл кочення:

$$f_{\text{т.к.}} = k \cdot \frac{z}{2D} \cdot n \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \cdot \cos^2\beta\right); \quad (1.3)$$

Пошкодження тіл кочення – раковини, відколи. Пошкодження сепаратора проявляється на частоті обертання сепаратора:

$$f = k \cdot \frac{n}{2} \cdot \left(1 - \frac{d \cdot \cos\beta}{D}\right). \quad (1.4)$$

Пошкодження сепаратора – зношення тіл кочення і сепаратора. Перекіс підшипника в корпусі проявляється на частоті (1.5) у вигляді як горизонтальної, так і вертикальної вібрації.

$$f = kn, \quad (1.5)$$

де $k=0,5; 2$.

Неоднорідний радіальний натяг проявляється на частоті (1.5), але при $k=1, 2, 3$ як вказано в роботі [7].

1.3 Основні віброакустичні параметри підшипників кочення

Інформацію про стан деталей об'єкта несе в собі певний сигнал. Він може бути різної фізичної природи, головне, щоб ніс в собі інформацію про стан досліджуваного об'єкта і був зручним для читання певним приладом. На шляху від утворення дефекту до надходження його до певного апарату діагностування, сигнал потерпає багато чисельних перетворень. В результаті змінюється його форма і фізична природа, але інформація, яку переносить цей сигнал, повинна залишатися незмінною. В іншому разі ми отримаємо сигнал, який буде нести хибну інформацію про стан об'єкта. Такий сигнал не

буде мати для нас жодної користі. Про принципи появи коливань в результаті фізичних процесів, про дефекти та несправності, до яких це призводить було обговорено в попередніх розділах. А тепер потрібно перейти до розгляду самого сигналу, його параметрів та принципів його опрацювання [8].

Сигнал, який надходить до певного апарату діагностування, являє собою коливання того об'єкта, що контролюється. Вібродіагностика заснована на вимірюванні, аналізі та обробці вібрацій, які виникають при роботі підшипників кочення. У всіх машинах джерелом виникнення вібрації можуть бути підшипники кочення та ковзання.

Вібрація не завжди однакова. Вона може бути детермінованою чи випадковою. Відповідно детермінована вібрація поділяється на періодичну і неперіодичну, а випадкова – на стаціонарну і нестаціонарну. Періодичні детерміновані вібрації бувають гармонійними та полі гармонічними [7].

Періодична вібрація характеризується періодом коливань, частотою, діапазоном частот та кутовою частотою.

Гармонічні вібрації можуть бути записані функцією синуса або косинуса. Їх аргументом є фаза гармонійних коливань, яка залежить від початкової фази, часу та частоти. В залежності від величини зсуву фаз, гармонійні коливання поділяються на синфазні та протифазні.

Полігармонічні вібрації мають місце при впливі на одну й ту саму систему різних незалежних гармонічних коливань в загальному випадку з різними амплітудами та початковими фазовими кутами. На форму полігармонічних коливань великий вплив надає зсув початкових фаз між гармоніками. При таких коливаннях може виникати биття.

Гармонічний аналіз періодичної (полігармонічної) вібрації – це її представлення у вигляді суми гармонічних коливань, при якому періодичні коливання представлені рядом Фур'є, а неперіодичні – інтегралом Фур'є.

Величини, які характеризують інтенсивність періодичних, в тому числі і гармонічних коливань:

- пікові значення (найбільше і найменше значення коливальної величини);
- розмах коливань (сума абсолютних величин найбільшого і найменшого пікових значень коливальної величини);
- середні значення: середнє арифметичне та середньоквадратичне.

Під середнім арифметичним значенням періодичних коливань розуміють середнє арифметичне x_{cp} від усіх миттєвих значень коливальної величини даного вібраційного процесу за період.

Середньоквадратичне значення (СКЗ) коливальної величини обраховується як корінь квадратний із суми квадратів всіх миттєвих значень коливальної величини за період.

$$x_{\text{cp}} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} x(t) dt \quad (1.6)$$

$$x_{\text{скз}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_t^{t+T} [x(t)]^2 dt} \quad (1.7)$$

Відношення $x_{\text{скз}}/x_{\text{cp}}$ для періодичної вібрації називається коефіцієнтом форми, а відношення пікового значення $x_{\text{п}}/x_{\text{скз}}$ – пік-фактором [6].

Детерміновані процеси можна описати методами математичного аналізу. А вібрація, для якої зробити це неможливо є випадковою.

Крім цього вібрацію класифікують за її природою (механічна, аерогідродинамічна, електромагнітна, електродинамічна), або за конструктивним вузлом, який її викликає (роторна, лопаткова, підшипникова, зубчаста і т. д.), а також по частотних діапазонах.

Механічна вібрація викликається дією сил, що виникають через невідноваженість обертових мас, порушення геометрії вузлів, дії періодичних сил робочих процесів (в поршневих машинах), зіткнення вузлів. Цей вид вібрації, як правило, має характер періодичної вібрації [8]. В підшипниках кочення основними вібраціями, які виникають є механічні. Про це свідчить наведена вище інформація.

Вібрація описується одночасно трьома коливальними величинами: вібропереміщенням, віброшвидкістю та віброприскоренням [6].

Вібропереміщення – це складова переміщення, яка описує вібрацію. Позначається через s , вимірюється в [м], [мм], [мкм].

Віброшвидкість – це похідна вібропереміщення по часу. Позначається через v , вимірюється в $\left[\frac{\text{мм}}{\text{с}}\right]$.

Віброприскорення – це похідна віброшвидкості по часу. Позначається через a , вимірюється в $\left[\frac{\text{м}}{\text{с}^2}\right]$.

Ці коливальні величини мають взаємозв'язок між собою (при синусоїдальних коливаннях). Продемонструємо цей зв'язок:

$$v = 2\pi f s = \frac{a \cdot 10^3}{2\pi}, \quad (1.8)$$

$$s = \frac{v}{2\pi f} = \frac{a \cdot 10^3}{2\pi f}, \quad (1.9)$$

$$a = (2\pi f)^2 s \cdot 10^{-3} = 2f v \cdot 10^{-3}. \quad (1.10)$$

Ці та інші формули розглянуті в роботі [7].

Цими виразами дуже зручно користуватись, тому їх використовують в системах для вібродіагностики. Знаючи один із цих параметрів, дуже легко перерахувати інший, який потрібен користувачу. Тому немає значення, що вимірювати в першу чергу: чи переміщення, чи швидкість, чи прискорення.

Коливальні характеристики гармонійних коливань можна перерахувати по номограмі, яка наведена на рис. 1.19. Ця номограма використовується в практиці вібродіагностування. На таких номограмах представляють норми вібрації. В цьому випадку нехтують відхиленнями від гармонійної вібрації, з цю та інші номограми наведені в джерелі [7].

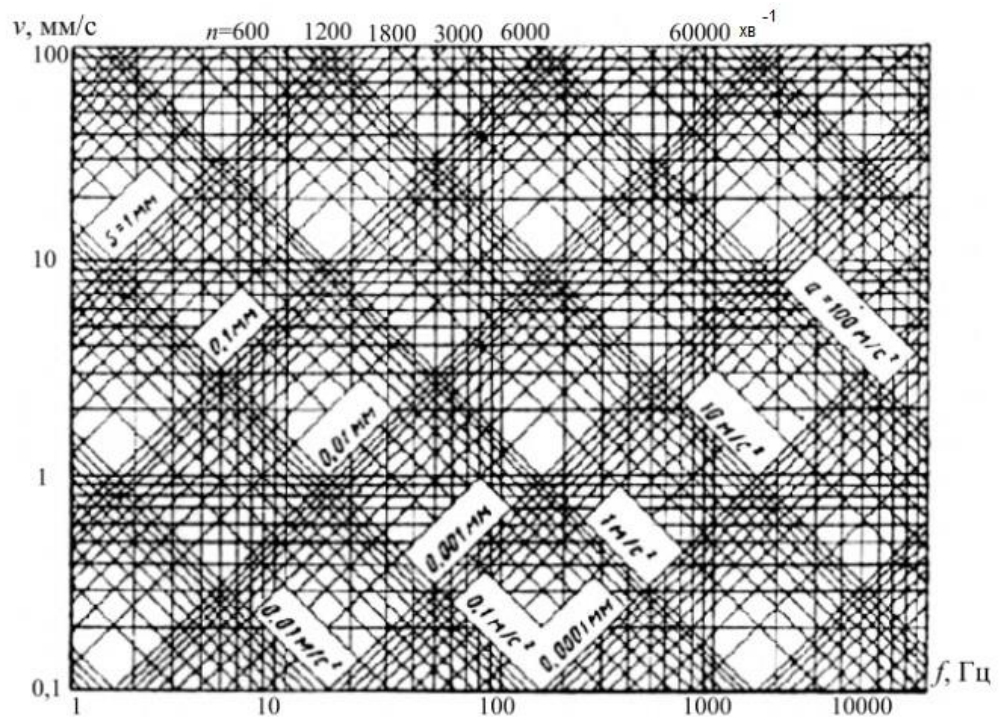


Рис. 1.19 Номограма для вібропереміщення, віброшвидкості і віброприскорення

Висновки до розділу 1

В даному розділі були розглянуті основні теоретичні відомості про об'єкт дослідження, а саме – будова підшипників кочення, принципи складових елементів, і дефекти, які можуть виникнути в ньому через різні причини. Взагалі для діагностування важливо знати види дефектів та місця їх утворення. Так, щоб розуміти причини їх появи з фізичної точки зору, необхідно володіти всіма наведеними знаннями.

До виходу з ладу підшипника кочення передують пошкодження, які виникають на сепараторі, доріжках кочення чи тілах кочення, зовнішньому

або внутрішньому кільці. Перераховані фактори є складовими всіх без виключення підшипників кочення. Найчастіше причинами пошкоджень є недостатнє змащування і не тільки.

В цьому розділі наведені способи запобігання виходу з ладу підшипників кочення. Види дефектів, які можуть з'являтися в них наступні – корозія, вибоїни, втоми, розколювання, руйнування через дисбаланс, не співвісність кілець, перегрів і т. п. Також в даному розділі були розглянуті основні віброакустичні параметри підшипників кочення, а саме: пікові значення, розмах коливань, середні значення та інші.

РОЗДІЛ 2. ДІАГНОСТИКА ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

2.1. Існуючі системи діагностики підшипників кочення

Для підвищення надійності та безпеки машин і механізмів, а також зниження витрат на їх експлуатацію, широке поширення отримують системи моніторингу стану та діагностики.






Моніторинг стану представляє стеження за параметрами робочих процесів в межах допусків (норм), встановлених виробником машин або експлуатуючою організацією.

Системи моніторингу стану пов'язані з сигналізацією і захистом при виході параметрів за встановлені межі. Системи моніторингу стану можуть передбачати постійний (в масштабі реального часу) або періодичний контроль параметрів. Діагностика призначена для проведення технічного обслуговування або ремонту по фактичному технічному стану на основі поглибленого контролю з використанням даних моніторингу. Системи моніторингу та діагностики використовують або у вигляді єдиних систем, або у вигляді двох підсистем. Системи моніторингу стану та діагностики передбачають прогноз стану, що дозволяє з одного боку запобігати раптові відмови в експлуатації, з іншого - планувати технічне обслуговування або ремонт.

Слід зазначити, що метою діагностування є віднесення об'єкта до області стану, що вимагає певний вид робіт по технічному обслуговуванні і ремонту [9].

На даний момент можна знайти наступні системи діагностики підшипників кочення:

Таблиця 2.1.Сучасні системи діагностики стану підшипників кочення

Назва	Фото	Метод діагностики
VB1001 VIBRATION DIAGNOSTIC UNIT		Прямого спектру та спектру обвідної
Helios Ventilatoren		TGA-програма
BALTECH VP-3450		Ударних імпульсів
SONAPHONE M		ПК-фактора
ДПК-Вибро		Ударних імпульсів

2.2. Діагностичні ознаки характеристики сигналів

Щільність ймовірності. По характеру зміни функції розподілу від нуля до одиниці розрізняються випадкові процеси з різною ймовірнісною структурою. Саме через це ймовірнісну структуру випадкових процесів часто задають за допомогою нахилу функції розподілу, яка рівна похідній:

$$p(x, t_1) = \frac{dF(x, t_1)}{dx} \quad (2.1)$$

Така похідна називається щільністю ймовірності випадкового процесу в момент часу t_1 .

Можна сказати, що щільність ймовірності визначає швидкість зміни функції розподілу. Тому ймовірність різних подій можна знаходити інтегруванням щільності ймовірності, тобто визначаючи площу під графіком $p(x)$, яка знаходиться між даними значень ординат рис. 2.1. Ймовірність того, що значення випадкового процесу знаходиться між x_1 та x_2 дорівнює:

$$P[x_1 \leq x(t) \leq x_2] = \int_{x_1}^{x_2} p(x) dx = F(x_2) - F(x_1) \quad (2.2)$$

де $F(x_1)$ та $F(x_2)$ – функції розподілу.

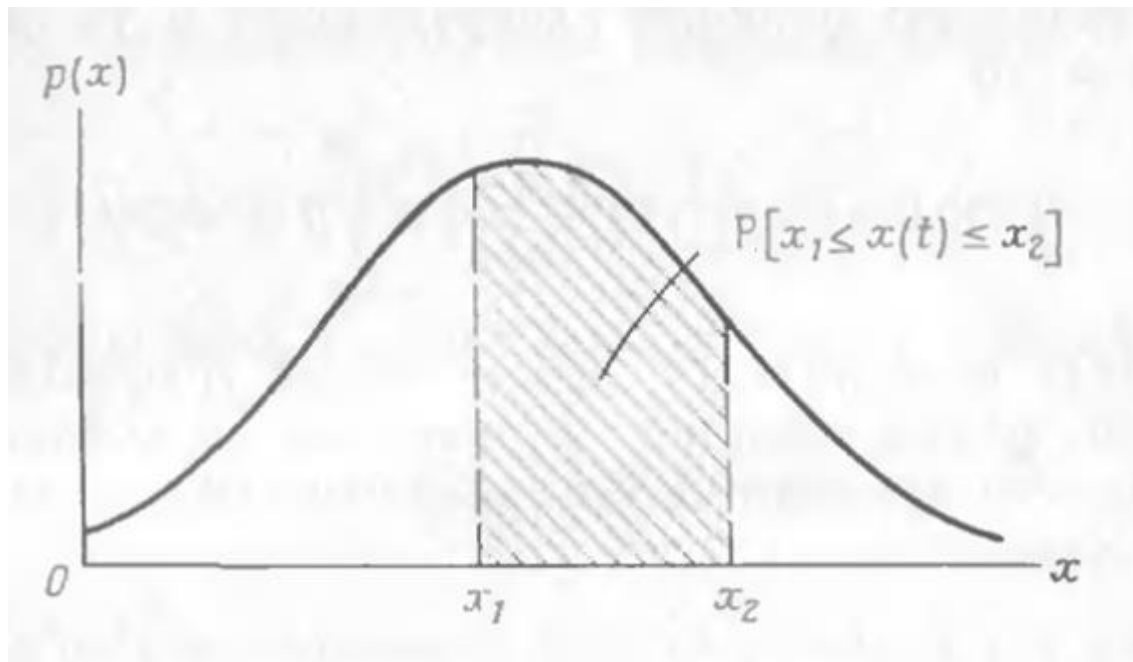


Рис. 2.1 Щільність імовірності

Дані матеріали відносяться до джерела [10].

Кореляційна функція. Математичне сподівання і дисперсія є важливими характеристиками випадкового процесу, але вони не дають достатнього уявлення про те, який характер будуть мати окремі реалізації випадкового процесу.

Щоб якоюсь мірою охарактеризувати внутрішню структуру випадкового процесу, тобто врахувати зв'язок між значеннями випадкового процесу в різні моменти часу, або, іншими словами, врахувати ступінь мінливості випадкового процесу, необхідно ввести термін кореляційної функції випадкового процесу.

Кореляційна функція випадкового процесу $X(t)$ називають не випадкову функцію двох аргументів $R_x(t_1; t_2)$, яка для кожної пари довільно вибраних значень аргументів (моментів часу) t_1 і t_2 рівна математичному сподіванню двох випадкових величин $\dot{X}(t_1)$ і $\dot{X}(t_2)$ відповідних перетинів випадкового процесу:

$$R_x(t_1, t_2) = M[\dot{X}(t_1) \dot{X}(t_2)] = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \{x_1 - m_x(t_1)\} \times \{x_2 - m_x(t_2)\} w_2(x_1, t_1; x_2, t_2) dx_1 dx_2 \quad (2.3)$$

де $w_2(x_1, t_1; x_2, t_2)$ – двомірна щільність ймовірності; $\dot{X}(t) = X(t) - m_x(t)$ – центрований випадковий процес; $m_x(t)$ – математичне сподівання (середнє значення) випадкового процесу.

Як було сказано раніше – випадкові процеси поділяють на стаціонарні та нестаціонарні. Стаціонарний випадковий процес – це такий процес, при якому статистичні характеристики стаціонарного випадкового процесу незмінні в часі.

Теорія стаціонарних процесів розроблена найповніше і дозволяє порівняно легко проводити розрахунки для багатьох практичних випадків. Через це припущення про стаціонарність інколи варто робити навіть для тих випадків, коли випадковий процес є нестаціонарним, на досліджуваному відрізку

часу роботи системи статистичні характеристики сигналів не встигають суттєво змінитися.

Використовуючи властивості кореляційної функції та визначення стаціонарних випадкових процесів, був знайдений аналітичний вигляд для кореляційної функції стаціонарних випадкових процесів:

$$R(t) = \sigma_0^2 + 2 \sum_{k=1}^{\infty} \sigma_k^2 \cos(2\pi f_k \tau) \quad (2.4)$$

де $\sigma_k = \sqrt{D_k} = \text{const.}$

Кореляційна функція стаціонарного випадкового процесу, на який накладена періодична складова з частотою ω_k , також буде мати періодичну складову тієї ж частоти.

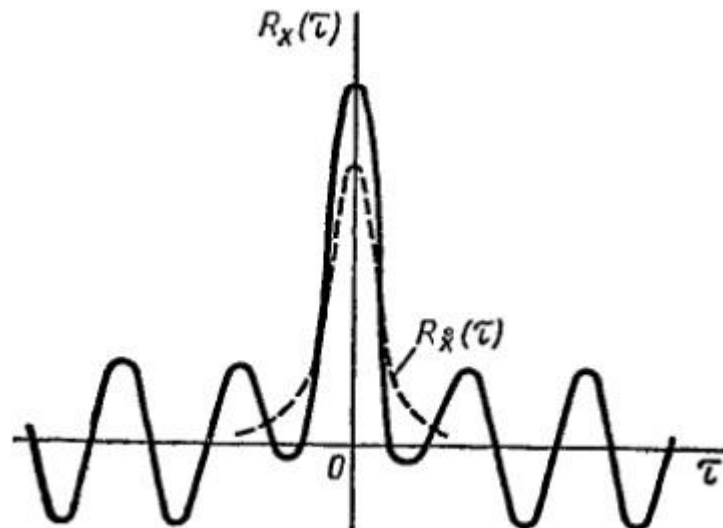


Рис. 2.2 Вигляд кореляційної функції процесу, який містить в собі крім випадкової ще й періодичну складову

Ця властивість кореляційної функції дає можливість знаходити «заховані періодичності» у випадкових процесах, яку не можна спостерігати при першому погляді на сигнал [11].

Спектральна щільність. При дослідженні автоматичних систем управління зручно користуватися ще однією характеристикою стаціонарного випадкового процесу – спектральною щільністю. В деяких випадках вона є більш зручнішою за кореляційну функцію.

Спектральна щільність $S_x(\omega)$ випадкового процесу визначається як перетворення Фур'є кореляційної функції $R_x(\tau)$:

$$S_x(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (2.5)$$

Спектральна щільність є дійсною і парною функцією частоти ω . Тому на графіку вона завжди симетрична відносно осі ординат.

Існує важлива залежність між дисперсією D_x та спектральною щільністю випадкового процесу:

$$D_x = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_x(\omega) d\omega \quad (2.6)$$

Спектральна щільність випадкового процесу, який не містить періодичної складової, являє собою графік без чітко виражених піків зображена на рис. 2.3, більш детально це описано в роботі [11].

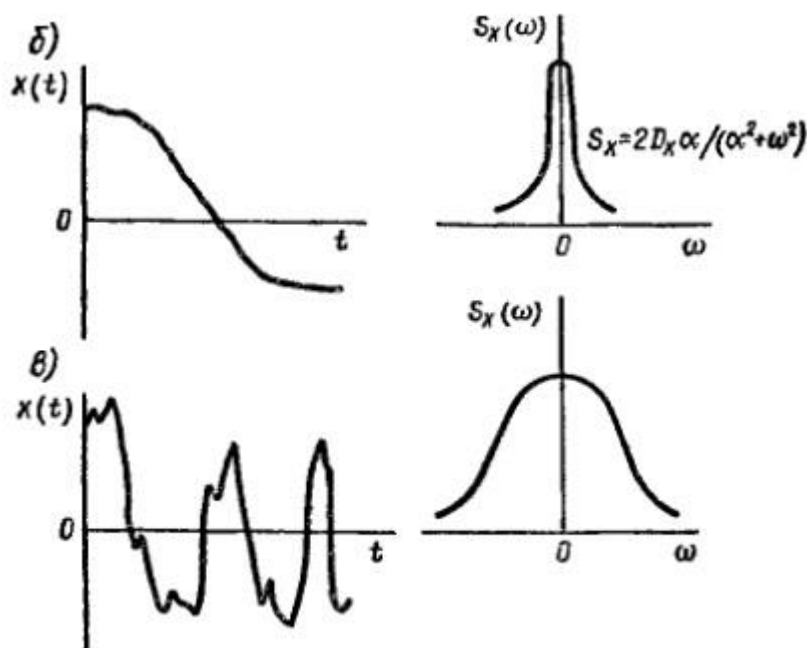


Рис. 2.3 Вигляд спектральної щільності випадкового процесу, який не містить періодичної складової

Кумулянтні коефіцієнти. Для гауссівського розподілу

$$p(x) = (2\pi D)^{-1/2} \exp[-(x-m)^2 / 2D] \quad (2.7)$$

тільки перших два кумулянти не рівні нулю $\kappa_1 = m$, $\kappa_2 = D$, $\kappa_3 = \kappa_4 = \dots = 0$.

Перші два кумулянти мають чіткий сенс – це середнє значення та дисперсія розподілу. Наступним двом кумулянтам також можна надати певного сенсу. Так, третій кумулянт називається асиметрією розподілу, а четвертий – ексцесом. Асиметрія відрізняється від нуля лише для щільності імовірності. Ексцесом розподілу часто описують відхил розподілу від гауссівського в сторону більш гострої або більш тупої вершини, хоча це не завжди так. Зручно ввести безрозмірні кумулянти – кумулянтні коефіцієнти, що продемонстровано формулою 2.8.

$$\gamma_n = \kappa_n / \kappa_2^{n/2} = \kappa_n / D^{n/2} = \kappa_n / \sigma^n \quad (2.8)$$

Коефіцієнти γ_3 та γ_4 називаються коефіцієнтами асиметрії та ексцесу відповідно [23].

Крім наведених вище функцій, діагностичні признаки можна знаходити ще й за допомогою кумулянтних функцій, а саме пік-фактора і кепстра.

Формула для знаходження пік-фактора була записана раніше. А взагалі, пік-фактор характеризує відхилення форми хвилі від синусоїдальної форми.

При використанні характеристики пік-фактора для контролю підшипників кочення (також і для інших цілей) слід мати на увазі, що залежно від тривалості роботи машини, пік-фактор змінює форму залежності від часу напрацювання рис. 2.4. Якщо почати спостереження за несправністю, після проходження максимального піку значення пік-фактора, то можна отримати неправильне уявлення про стан підшипника кочення через подальше зменшення значення пік-фактора. Фірма «Роботрон» в 80-х роках ХХ століття запропонувала для оцінки стану підшипника видозмінену форму вираження для пік-фактора, назвавши її коефіцієнтом стану підшипника - КСП:

$$K_{\text{КСП}} = \frac{X_{p0} \cdot X_{e0}}{X_{p\tau} \cdot X_{e\tau}} \quad (2.9)$$

де X_{p0} і X_{e0} – величини пікового значення амплітуди вібрації і СКЗ в початковий момент спостереження (віброприскорення). $X_{p\tau}$ і $X_{e\tau}$ – те ж саме, але в досліджуваній момент часу. Характер зміни коефіцієнта $K_{\text{КСП}}$ з напрацюванням показаний на рис. 2.4, в.

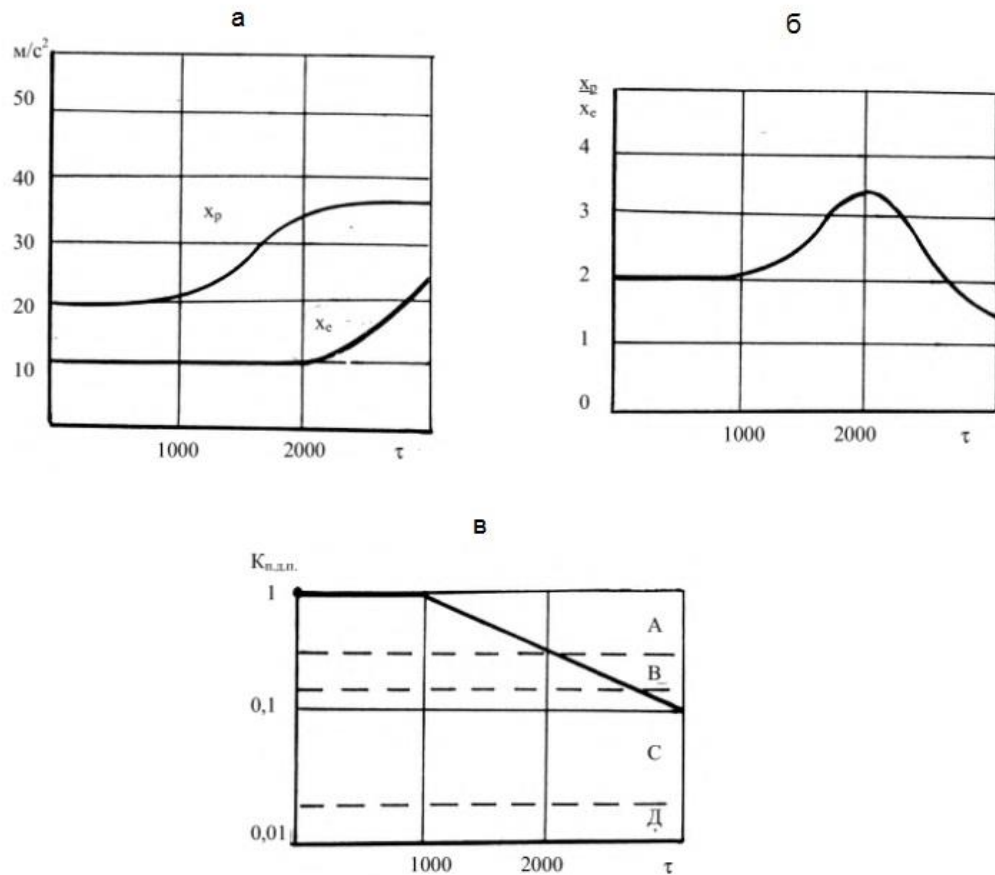


Рис. 2.4 Використання характеристики пік-фактор (для частотного діапазону 1000...10000 Гц). а – характер зміни X_p і X_e з часом; б – характер зміни пік-фактора з часом; в – характер зміни коефіцієнта $K_{ксп}$

Кепстром називають вторинний спектральний аналіз, який полягає у логарифмуванні спектра з наступним перетворенням Фур'є.

Кепстр дозволяє виділити заховані періодичності на фоні шуму і має наступний аналітичний запис:

$$c(\tau) = \left[\int_0^\infty \lg |S(\omega)| \cos(\omega\tau) d\omega \right]^2 \quad (2.10)$$

Аналогічно гармоніці, спектральні характеристики для кепстра називають «рахмоніками».

Ця характеристика має наступні властивості:

- стискає діагностичну інформацію, яка міститься в спектрі при несправностях механізму і розподілену по всьому частотному діапазону у ви-

гляді множини модуляційних компонент, перетворюючи їх в обмежену кількість «рахмонік» кепстра;

- перша «рахмоніка» є функцією лише глибини розвитку дефекту;
- відношення між боковими гармоніками позначається лише на вищих «рахмоніках», але незначно.

Фірма Predict/DLI використовує кепстр для знаходження несправності підшипників кочення [7].

2.3 Методи діагностики станів підшипників кочення

Практичні задачі діагностики технічного стану підшипників кочення в процесі експлуатації вирішуються, як правило, одним з трьох основних способів. Перший використовує алгоритми виявлення дефектів по зростанню температури підшипникового вузла, другий – по появі в мастилi продуктів зносу, а третій – по зміні параметрів вібрації. Як найповніша і детальніша діагностика підшипників з виявленням і ідентифікацією дефектів на ранній стадії розвитку виконується по сигналу вібрації. Обумовлено це тим, що вібраційні сигнали несуть у собі як найповнішу інформацію про стан механізму і підшипників зокрема. В даний час на практиці використовуються чотири методи оцінки технічного стану підшипників кочення: метод ПІК-фактора, метод прямого спектру, метод спектру обвідної та метод ударних імпульсів.

Розглянемо дані методи більш детально.

Метод ПІК-фактора. Якщо встановити акселерометр поблизу зовнішнього кільця справного, добре змазаного підшипника й подивитися на отриманий сигнал на осцилографі, ми побачимо стаціонарний двох полярний сигнал шумового характеру, симетричний щодо тимчасової осі, як це приблизно показано на рис. 2.5, а.

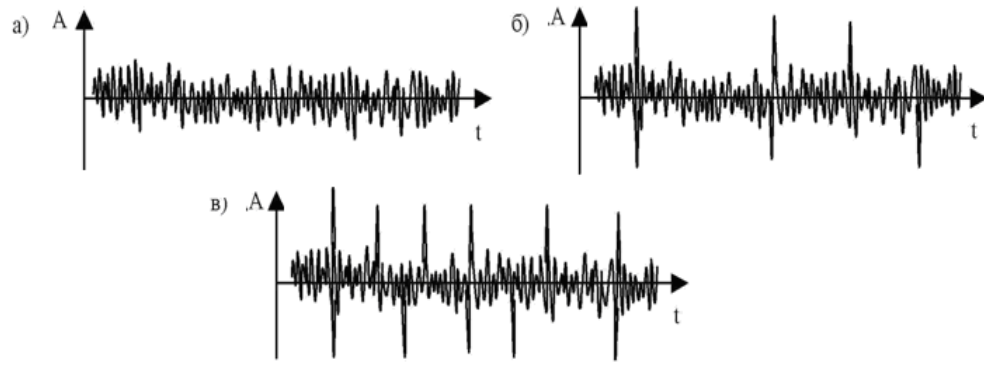


Рис. 2.5 Вигляд часового сигналу вібрації підшипника кочення

За допомогою простого віброметра можна вимірювати два параметри вібросигналу:

- середньоквадратичне значення рівня (СКЗ) вібрації, тобто енергію вібрації;
- пікову амплітуду (ПІК) вібрації (позитивний, негативний або повний розмах).

Будемо вимірювати два цих параметри в процесі експлуатації підшипників зі звичайною періодичністю. Із часом, у міру появи дефектів на кінематичних вузлах підшипників, у вібросигналі почнуть з'являтися окремі, короткі амплітудні піки, що відповідають моментам зіткнення дефектів рис. 2.5, б. Надалі, з розвитком дефекту, спочатку збільшуються амплітуди піків, потім поступово збільшується і їхня кількість рис. 2.5, в – дефект починає „розноситися“ по підшипнику, тобто з'явившись спочатку, наприклад, на одному з роликів, він створює, зрештою, забоїну на кільці, з нього вона переноситься на інший ролик, дефекти роликів починають виробляти сепаратор і т. д. до повного руйнування. Якщо зобразити результати вимірів на графіку, ми побачимо залежності, показані на рис. 2.5 ПІК і СКЗ являють собою монотонні, неспадаючі функції однакового характеру, але які зміщені одна відносно іншої в часі. Спочатку, у міру появи й розвитку дефекту, зростає функція ПІК, а СКЗ змінюється дуже повільно, оскільки окремі, дуже короткі амплітудні

піки практично не змінюють енергетичні характеристики сигналу.

Надалі, у міру збільшення й кількості піків, починає вже відповідно збільшуватися енергія сигналу, зростає СКЗ вібрації. Самі по собі функції ПІК і СКЗ малоінформативні для діагностики, внаслідок своєї монотонності. Але відношення ПІК/СКЗ, називається ПІК-фактором, уже становить значний інтерес, оскільки ця функція через тимчасове зрушення між ПІК і СКЗ, має явно виражений максимум на тимчасовій осі. На цьому й ґрунтується метод ПІК-фактора. Експериментально було встановлено, що момент проходження функції ПІК-фактор через максимум відповідає залишковому ресурсу підшипника порядку 2-3 тижнів.

Основні характеристики коливальних процесів.

Розмах коливань— різниця між найбільшим і найменшим значеннями коливальної величини в розглянутому інтервалі часу (подвійна амплітуда).

Пікове значення— визначається як найбільше відхилення коливальної величини $x_p = |x_{max}|$.

Середньоарифметичне миттєвих значень вібрації характеризує загальну інтенсивність вібрації:

$$\tilde{x} = \frac{1}{T} \int_{\tau}^{\tau+T} x(\tau) d\tau, \quad (2.11)$$

де τ - поточне значення тимчасової координати; T -період вимірювання.

Середньоквадратичне значення рівня— квадратний корінь із середнього арифметичного або середнього інтегрального значення квадрата коливальної величини в розглянутому періоді часу:

$$x_c = \frac{1}{T} \sqrt{\int_{\tau}^{\tau+T} x^2(\tau) d\tau}, \quad (2.12)$$

Коефіцієнт амплітуди або ПІК-фактор: $K_{пф} = \frac{x_p}{x_c}$. Відношення пікового

значення до середньоквадратичного. Пік-фактор характеризує розвиток пошкодження та зі збільшення ступеню пошкоджень знижує значення ПІК-фактора рис. 2.6.

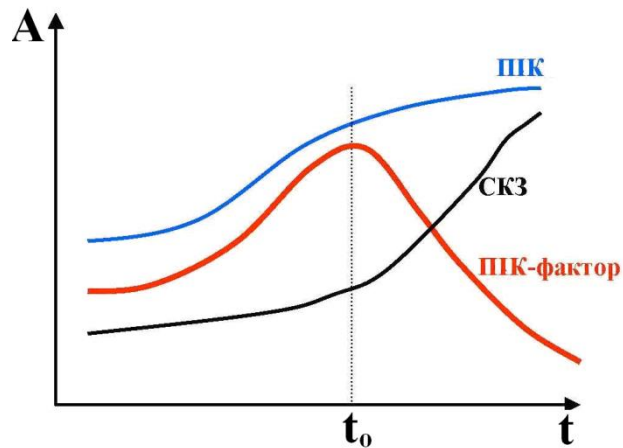


Рис. 2.6 - Залежність параметрів сигналу від часу

Для гармонійних коливань: $\kappa_{пф} = 1,41$; $x_p = A$; $x_{сер} = 0,637 A$; $x_{скз} = 0,707 A$.

Основні характеристики коливальних процесів зображені на рис. 2.7.

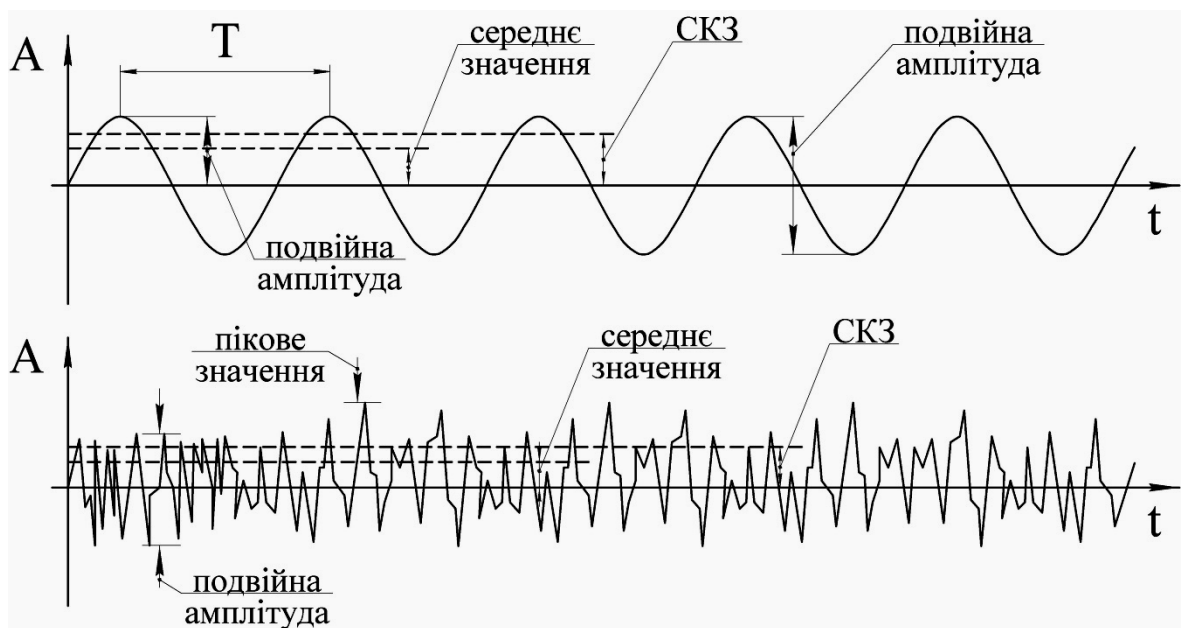


Рис. 2.7 Характеристики коливальних процесів

Основною перевагою даного метода є простота. Для його реалізації потрібний звичайний віброметр загального рівня, тобто найпростіший і дешевий вібровимірюючий прилад.

Основні недоліки - слабка перешкодозахищеність методу й необхідність проводити багаторазові виміри в процесі технічного обслуговування і

ремонту (ТОР). Справа в тому, що встановити датчик безпосередньо на зовнішньому кільці підшипника практично неможливо, тобто він установлюється десь на корпусі букси. Значить і сигнал вібрації характеризує не тільки підшипник, але й інші деталі буксового вузла що в цьому випадку можна розглядати як вібраційні перешкоди. І чим далі встановлений датчик від підшипника тим складніша кінематика самого буксового вузла, тим менше вірогідність методу. Тому й використовувати цей метод, у першу чергу, доцільно тоді, коли датчик можна розташувати поблизу до підшипника й сама кінематика механізму проста.

По-друге, для отримання достовірної оцінки необхідно багаторазово проводити вимірювання при ТОР. Одержати оцінку стану по одному вимірюванні неможливо.

Метод прямого спектру. Повернемося до вібраційних сигналів, що показані на рис. 2.7. Ті ж самі сигнали можна проаналізувати не тільки з погляду співвідношення амплітудних і енергетичних характеристик, але й з погляду періодичності появи амплітудних сплесків. Саме на цьому й базується метод прямого спектра рис. 2.8. Вібраційний сигнал аналізується вузькосмуговим спектроаналізатором і по частотному складі спектра можна ідентифікувати виникнення й розвиток дефектів підшипників кочення.

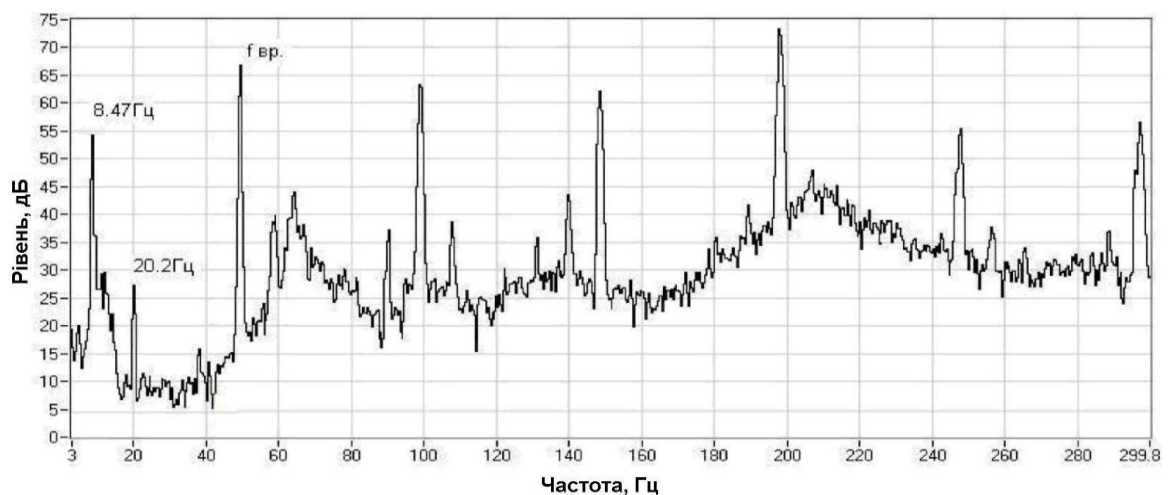


Рис. 2.8 Прямий спектр вібрації

Амплітудні сплески у вібросигналі впливають не хаотично, а із цілком певною періодичністю або частотою. Причому дефекту на кожному з елементів підшипника (тіла кочення, доріжки, сепаратор) відповідають свої частоти, які однозначно прораховуються залежно від кінематики підшипника й швидкості його обертання. Наявність тієї або іншої дискретної складової в спектрі сигналу говорить про виникнення відповідного дефекту підшипника, а амплітуда цієї складової – про глибину дефекту. Це трохи спрощений підхід, оскільки багато дефектів у спектрі проявляються у вигляді не однієї частотної складової, а декількох, але ми не будемо тут вдаватися в тонкості спектрального аналізу складних сигналів. До розуміння суті методу це мало що додасть.

Очевидно, що основних переваг у методу дві:

- досить висока завадо захищеність (малоймовірна наявність у буксовому вузлі джерел, що створюють вібрації на тих же самих частотах, що й дефекти підшипника);
- інформативність методу істотно вище, ніж по методу ПК-фактора. Тому є можливість одержати диференційовану оцінку стану підшипника окремо по кожному його кінематичному вузлі, оскільки вони генерують різні частотні ряди в спектрі.

Недоліків, теж, як мінімум, два:

- метод дорогий, будь-який самий простенький вузькосмуговий спектроаналізатор коштує надмірно дорожче самого сучасного віброметра;
- метод малочутливий до слабких дефектів і таких, які тільки зароджуються. Це пов'язане з тим, що підшипник у переважній більшості буксових вузлів вагонів, а також інших механізмів є дуже малопотужним джерелом вібрації. Інакше кажучи, невеликий відкол на ролику або доріжці не в змозі помітно хитнути буксовий вузол вагону, щоб ми побачили цю частотну складову в спектрі вібрації. І тільки при досить сильних дефектах амплітуди цих частотних складових починають помітно виділятися над загальною шумовою частиною спектра.

Незважаючи на ці недоліки, метод використовується досить широко і дає гарні результати.

Метод спектру обвідної. Вихідний вібросигнал, залишається той самий, так що повернемося ще раз до рис. 2.5. Звернемо увагу на те, що високочастотна, шумова частина сигналу змінює свою амплітуду в часі, тобто вона модулюється якимсь більш низькочастотним сигналом. Виявляється, що саме в цьому модулюючому сигналі утримується й інформація про стан підшипника. Виділення й оброблення цієї інформації й становлять основу цього методу. Експериментально було встановлено, що найкращі результати цей метод дає в тому випадку, якщо аналізувати модуляцію не широкосмугового сигналу, що отримується від акселерометра, а попередньо здійснити смугову фільтрацію вібросигналу в діапазоні приблизно 6...10 кГц і аналізувати модуляцію цього сигналу. Для цього відфільтрований сигнал детектується, тобто виділяється модулюючий сигнал (або ще його називають „обвідна сигналу“), що подається на вузькосмуговий спектроаналізатор і ми отримуємо спектр модулюючого сигналу, або спектр обвідної. Що в свою чергу дало назву цьому методу. Описана послідовність обробки сигналу представлена для наочності на рис. 2.9.

Видно, що обробка сигналу досить складна, але сам результат вартує того. Справа в тому, що, як уже говорилося вище, невеликі дефекти підшипника не в змозі викликати помітні вібрації в області низьких і середніх частот, що генеруються підшипником. У той же час для модуляції високочастотних вібраційних шумів енергії виникаючих ударів виявляється цілком достатньо тобто цей метод має дуже високу чутливість.

Сам спектр обвідної має завжди дуже характерний, специфічний вигляд. При відсутності дефектів він являє собою майже горизонтальну, злегка хвилясту лінію. З появою дефектів, над рівнем цієї досить гладкої лінії суцільного фону починають підніматися дискретні складові, частоти яких однозначно прораховуються по кінематиці й обертанню підшипника. Частотний склад спектра обвідної дозволяє ідентифікувати наявність дефектів, а пе-

ревищення відповідних складових над фоном однозначно характеризує глибину кожного дефекту.

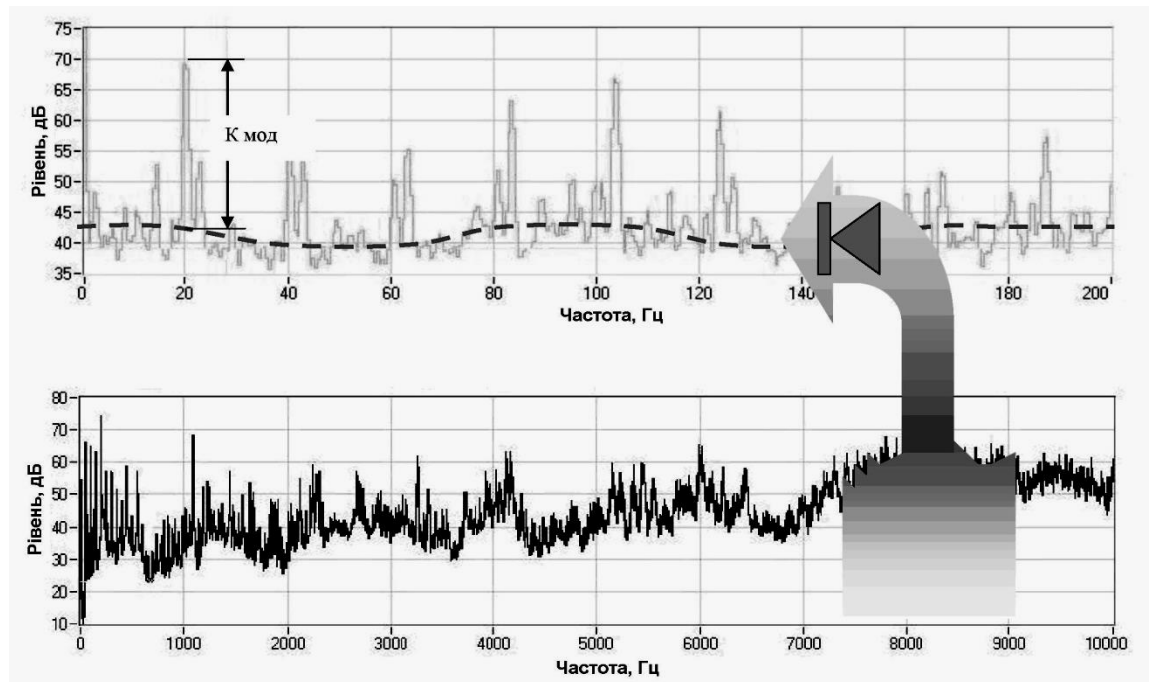


Рис. 2.9 Обробка сигналу по методу спектра обвідної

Переваги даного методу - висока чутливість, інформативність і захищеність від завад.

Основний недолік - висока вартість і складність реалізації. Як правило, алгоритм обробки й аналізу реалізується з використанням комп'ютерної техніки.

Метод широко використовується в середовищі професіоналів і в стаціонарних системах моніторингу технічного стану буксових вузлів вагонів.

Метод ударних імпульсів. Природно, ми знову вертаємося до рис. 2.5. Правда, цього разу для того, щоб сказати, що не все, що пов'язане з дефектами підшипника, ми можемо побачити на цьому рисунку. Там показані вібро-сигнали з типового акселерометра, що працює в діапазоні від десятих Гц до 10...20 кГц. Але працюючий підшипник генерує й більше високочастотні вібраційні процеси, які і є тут предметом нашого розгляду.

Співударяння дефектів підшипника викликає виникнення високочастотних, швидко згасаючих коливань, що поширюються від підшипника по бук-

совому вузлі вагона у вигляді хвиль стиску/розтягання, аналогічно тому, як поширюється звук у повітрі . Технологія обробки сигналів показана на рис. 2.10.

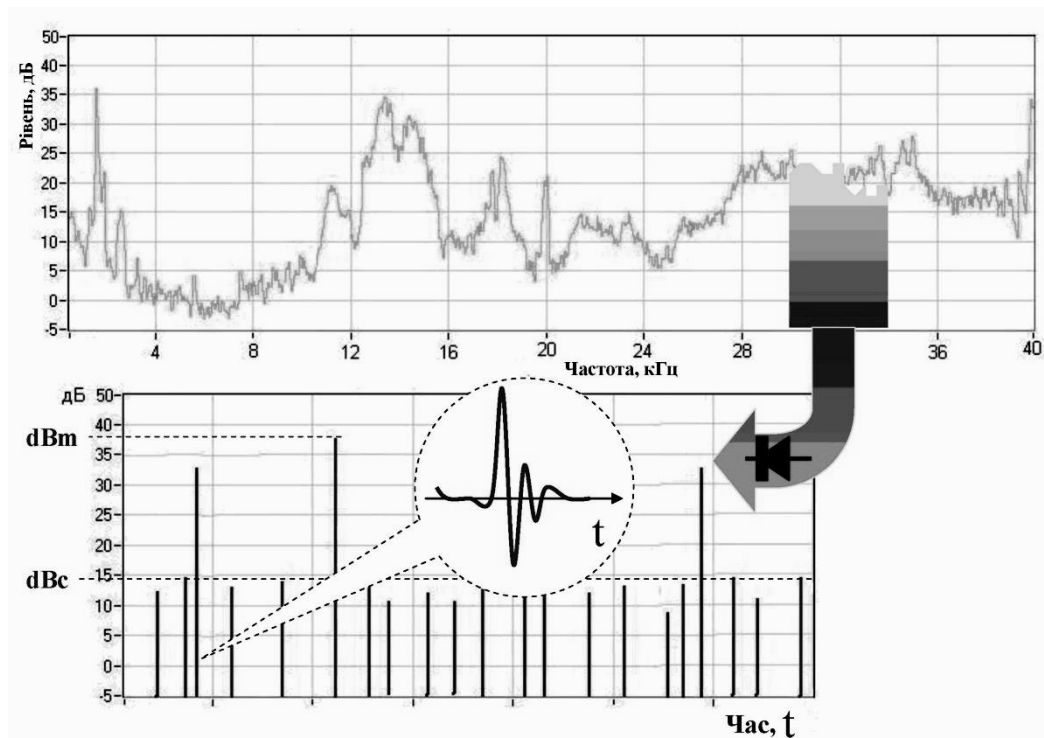


Рис. 2.10 Обробка сигналу по методу ударних імпульсів

Процес, що спостерігається, аналогічний тому, як відгукується на удари камертон. Як би по ньому не вдарити - він все ж таки дзенькає на своїй власній частоті.

Так і підшипникові вузли від зіткнення дефектів „дзенькають“ на своїй частоті. Частота ця звичайно лежить у діапазоні від 28 до 32 кГц. І, на відміну від камертона, ці коливання дуже швидко згасають, тому на відповідних осцилограмах, які отримуються вони виглядають практично, як імпульси, що й дало назву методу - метод ударних імпульсів .

Амплітуди ударних імпульсів однозначно зв'язані зі швидкістю співударяння дефектів і глибиною дефектів. Результати вимірів дуже легко про нормувати по швидкості співударяння, знаючи геометрію підшипника і його оберти. Таким чином, по амплітудах ударних імпульсів можна вірогідно діагностувати наявність і глибину дефектів. При цьому граничні значення, що

характеризують той чи інший стан підшипника, виявляються абсолютно універсальними, тобто ніяк не залежать від типу й обертів підшипника.

Метод простий і дешевий у реалізації, має високу чутливість і дуже широко використовується як у середовищі професіоналів, так і для ТОР буксових вузлів вагонів, оскільки існують прості, портативні прилади, що працюють по цьому методі.

Для використання методу існує одне обмеження, пов'язане з конструктивним виконанням механізму. Оскільки мова йде про вимір ультразвукових хвиль коливань, які дуже сильно згасають на границях роз'ємних з'єднань, для коректних вимірів необхідно, щоб між зовнішнім кільцем підшипника й місцем розташування датчика існував суцільний масив металу. У більшості випадків це не викликає проблем [12].

Висновки до розділу 2

В сучасному світі де переважає велико масштабне виробництво, зупинка і простій процесу виробництва, через пошкодження підшипника є недопустимим. Тому на даний момент ринок вібродіагностичних пристроїв є досить великим. В даному розділі були представлені пристрої для моніторингу і діагностики підшипників кочення різних виробників. Були описані методи за якими вони працюють.

Також були представлені діагностичні ознаки характеристики сигналів, розкриті їх основні властивості, способи їх використання при дослідженні вібросигнала, та можливі види поведінки для різних станів підшипників кочення.

Останнім пунктом були розкриті основні методи діагностики станів підшипників кочення, а саме: метод ПІК-фактора, метод прямого спектру, метод спектру обвідної, метод ударних імпульсів. Описані принципи за якими вони працюють та вказані які характеристики сигналу вони використовують.

РОЗДІЛ 3. ДІАГНОСТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ТА ЇХ ОРІЄНТОВНІ ЗНАЧЕННЯ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ СТАНІВ ПІДШИПНИКІВ.

3.1. Діагностичні параметри, що використовуються при діагностуванні підшипників кочення

Віброакустичні сигнали представляють собою стохастичні коливання, тому при побудові їх математичних моделей використовують методи теорії випадкових процесів. В наш час найбільш поширеною моделлю віброакустичних сигналів являються стаціонарні випадкові процеси з дискретним спектром, які в загальному випадку можуть бути представлені в комплексній формі в наступному вигляді.

$$\xi(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} \gamma_k e^{i2\pi f_k t} \quad (3.1)$$

де γ_k - незалежні однаково розподілені комплексні випадкові величини, в яких математичне сподівання $M[\gamma_k] = 0$, а дисперсія $D[\gamma_k] = \sigma_k^2$

Кореляційна функція процесу 3.1 являє собою майже періодичною функцією і рівна

$$R(\tau) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} \sigma_k^2 e^{i2\pi f_k \tau} \quad (3.2)$$

З формули (3.2) видно, що дисперсія процесу 3.1 рівна

$$D[\xi(t)] = R(0) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} \sigma_k^2 \quad (3.3)$$

Дисперсія σ_k^2 випадкових амплітуд γ_k гармонічних складових з частотами f_k називається спектром випадкового процесу 3.1, більш детально ця інформація розкрита в джерелі [13].

Основними статистичними параметрами для встановлення стану підшипника являються: математичне сподівання $M\xi(t)$, дисперсія $D\xi(t)$, коефіцієнт кореляції ρ , коефіцієнт асиметрії γ_3 та коефіцієнт ексцесу γ_4 .

Математичне сподівання, середнє значення — одна з основних числових характеристик кожної випадкової величини. Воно є узагальненим поняттям середнього значення сукупності чисел на той випадок, коли елементи множини значень цієї сукупності мають різну "вагу", ціну, важливість, пріоритет, що є характерним для значень випадкової змінної [14].

Дисперсія є мірою відхилення значень випадкової величини від центру розподілу. Більші значення дисперсії свідчать про більші відхилення значень випадкової величини від центру розподілу [15].

Коефіцієнт кореляції – показник, який використовують для вимірювання щільності зв'язку між результативними і факторними ознаками у кореляційно-регресійній моделі за лінійної залежності [16].

Коефіцієнт асиметрії — числова характеристика розподілу ймовірностей дійсної випадкової величини.

$$k = \mu_3 / \sigma^3 \quad (3.4)$$

Асиметрією k теоретичного розподілу ймовірностей випадкової величини називають відношення центрального моменту третього порядку μ_3 до куба середнього квадратичного відхилення σ^3 [17].

Коефіцієнт ексцесу — числова характеристика розподілу ймовірностей дійсної випадкової величини. Коефіцієнт ексцесу характеризує «крутість», тобто, стрімкість підвищення кривої розподілу у порівнянні з нормальною кривою. Ексцесом γ теоретичного розподілу називають характеристику, що обчислюється за такою формулою:

$$\gamma_4 = \frac{\mu_4}{\sigma^4} - 3 \quad (3.5)$$

де — центральний μ_4 момент четвертого порядку, σ^2 — дисперсія [18].

3.2 Числові характеристики окремих діагностичних параметрів

Важливою задачею є вибір діагностичного параметра, який би був найбільш чутливим до зміни стану об'єкта та визначав високу достовірність кон-

тролю. В задачах вібродіагностики підшипникових вузлів електричних машин таким параметром виступає коефіцієнт ексцесу діагностичних сигналів, використання якого дозволяє визначати такі дефекти як відсутність мащення, перекіс, дефект внутрішнього кільця.

В табл. 3.1 наведені значення оцінок коефіцієнтів асиметрії та ексцесу, що спостерігалися на підшипнику 309ЕШ₂, встановленого на машині П-51 та випробуваної при різних технічних станах.

В результаті проведення експерименту видно наступне, що найбільш інформативними діагностичними ознаками, які дозволяють встановити майже всі дефекти – це коефіцієнт асиметрії γ_3 та ексцесу γ_4 вібрацій, що досліджувались. Розглянемо в якості діагностичних ознак технічного стану підшипників саме ці коефіцієнти.

Таблиця 3.1 Значення коефіцієнтів асиметрії та ексцесу при різних станах підшипників

Умови випробування підшипників	Число реалізацій випробувань	Точні оцінки середнього значення коефіцієнтів	
		Коефіцієнт асиметрії	Коефіцієнт ексцесу
Без пошкоджень	60	0,1185±0,0578	0,1730±0,0577
Відсутність мастила	89	0,1142±0,0111	0,6587±0,1196
Перекіс	75	0,1049±0,0066	1,0711±0,0904
Дефект внутрішнього кільця	85	0,0866±0,0048	1,2227±0,1076

Відсутність мастила в підшипнику призводить до деякого зсуву в сторону збільшення оцінки середнього значення коефіцієнту ексцесу в порівнянні з оцінкою цього параметру для вібрацій підшипника без пошкоджень. Перекіс в підшипнику величиною $14' \pm 2.5'$ викликає ще більший зсув в сто-

рону збільшення оцінки середнього значення коефіцієнту γ_4 і незначне зменшення оцінки середнього значення коефіцієнту γ_3 .

Для вібрацій підшипника з дефектом внутрішнього кільця характеризується найбільшою оцінкою середнього значення коефіцієнту γ_4 і найменшою оцінкою середнього значення коефіцієнта γ_3 .

Таким чином, стає явним те, що коефіцієнти асиметрії та ексцесу можуть використовуватися в якості ознак, що дозволяють з певною степінню довіри, визначати вказані дефекти підшипників.

Як видно з результатів аналізу вібрацій підшипників, які випробовувалися на різних машинах та на експериментальній установці, кількісні оцінки коефіцієнтів асиметрії та ексцесу істотно залежать від типу підшипника, виду дефекта, умов випробувань, а також від об'єкту на якому проводяться випробування. Виходячи з цього діагностувати технічний стан підшипників необхідно з врахуванням типу машини яка випробовується. Вирішити цю задачу з достатньо високою точністю можливо лише в тому випадку, якщо до цього провести навчання по певній кількості оцінок меж коефіцієнтів γ_3 та γ_4 , які відповідають різним дефектам в підшипниках.

По результатам експериментальної перевірки та встановлення кількісних оцінок діагностичних ознак, які відповідають різноманітним технічним станам підшипників які досліджуються, можливо перейти до формування навчальних правил по діагностиці та класифікації конкретних видів пошкоджень підшипників [19].

Метод ексцесу також може використовуватися при дослідженні станів підшипників. Ексцес – діагностичний параметр, що характеризує відхилення щільності ймовірності миттєвих значень вібрації від нормального розподілу (розподілу Гаусса). Ексцес прийнято характеризувати коефіцієнтом ексцесу (3.5)

$$\gamma_4 = \frac{\mu_4}{\sigma^4} - 3.$$

При появі в підшипнику мікро- і макро-ударів, крива щільності ймовірності приймає більш гостровершинності характер і за значенням коефіцієнта ексцесу можна судити про ступінь розвитку дефекту:

- $\gamma_4 < 3$ відповідає справному стану підшипника;
- $\gamma_4 > 3$ – допустима експлуатація підшипника, але зі швидкою його заміною;
- $\gamma_4 < 5$ – неприпустима експлуатація підшипника

Метод ексцесу не чутливий до швидкості обертання і навантаження підшипника, а також не вимагає знання його геометричних параметрів. Також коефіцієнт ексцесу змінює своє значення не тільки при появі ударних імпульсів в підшипнику, а й зростає з погіршенням стану мастила. Останній факт дозволяє використовувати даний метод і для підшипників ковзання. Фахівці ОТС компанії Балтех рекомендують проводити вібродіагностику підшипників методом ексцесу за допомогою віброаналізатора BALTECH VP-3470 [20].

У теорії ймовірностей та статистиці t -розподіл чи t -розподіл Стюдента – різновид розподілу ймовірностей, який виникає у задачі оцінки сподіваного значення нормально розподіленої популяції, коли розмір вибірки малий. Цей розподіл є основою популярного t -тесту Стюдента статистичної значущості різниці математичних сподівань двох вибірок, та довірчого інтервалу різниці очікуваних значень двох вибірок.

Щільність розподілу t -розподіл Стюдента має функцію щільності розподілу, що задається формулою

$$p(t) = \frac{\Gamma(\frac{v+1}{2})}{\sqrt{v\pi}\Gamma(\frac{v}{2})} \left(1 + \frac{t^2}{v}\right)^{-\frac{v+1}{2}} \quad (3.6)$$

де v — кількість ступенів свободи, $\Gamma(x)$ — гамма функція [21].

Для експериментальної перевірки чутливості коефіцієнта ексцесу до відмінності розподілів діагностичних сигналів від нормального та достовірності контролю було проведено комп'ютерне моделювання реалізацій

оцінок коефіцієнта ексцесу вібраційних діагностичних сигналів. В роботі наведено значення коефіцієнтів ексцесу, що відповідають наступним дефектам підшипників кочення електричних машин: відсутність змащення ($\gamma_4=0,6587 \pm 0,1196$), перекіс ($\gamma_4=1,0711 \pm 0,0904$), дефект внутрішнього кільця ($\gamma_4=1,2227 \pm 0,1076$), тому як тестовий розподіл вібраційного діагностичного сигналу, що відповідає наведеним дефектам, обрано найбільш близький до нормального розподіл Стюдента з числом степенів свободи $\nu=10$, $\nu=16$, $\nu=28$, $\nu=64$ більш детально це описано в роботі [22].

Висновки до розділу 3

Важливою задачею є вибір діагностичного параметра, який би був найбільш чутливим до зміни стану об'єкта та визначав високу достовірність контролю. Тому були досліджені діагностичні параметри віброакустичних підшипників кочення, які є найбільш популярними для дослідження. В якості досліджуваних були обрані найбільш чутливі до зміни стану підшипника кочення коефіцієнти ексцесу та асиметрії.

Був проведений пошуку даних, що до конкретних значень цих коефіцієнтів для підшипників кочення. Результати пошуку представлені у вигляді таблиці, даній в якій підтверджують гіпотезу, що коефіцієнти ексцесу та асиметрії є досить чутливими для встановлення точного стану підшипника кочення.

РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ ЧУТЛИВОСТІ КОЕФІЦІЄНТУ ЕКСЦЕСУ ДО ЗМІНИ СТАНІВ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

4.1. Моделювання вибірок діагностичних сигналів

В якості сигнал підшипника кочення з певним дефектом буде використаний сигнал з розподілом Стюдента з різним ступенем свободи. Ступені свободи ν – може бути рівний 10, 16, 28, 64, дані ступені відповідають дефектам представленим в роботі [19]. Скрипт моделювання даних сигналів наведений в додатку А. В якості сигналу підшипника без дефектів буде використаний сигнал з нормальним розподілом.

Змоделюймо сигнал з нормальним розподілом який відповідає сигналу підшипника без дефекту.

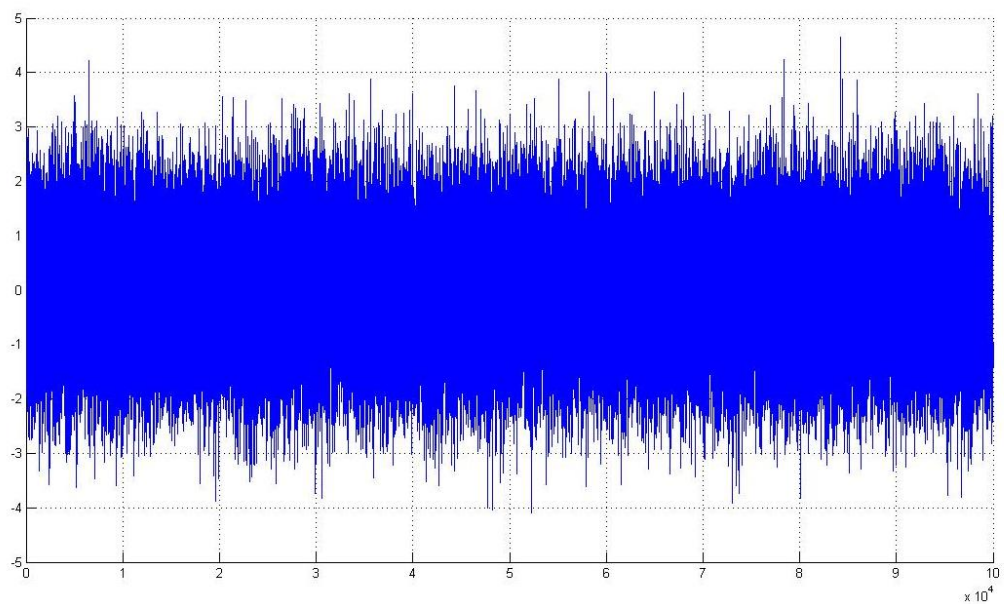


Рис.4.1 Сигнал з нормальним розподілом, що відповідає справному підшипнику

Змоделюємо сигнал з розподілом Стюдента ступінь свободи якого рівний 64.

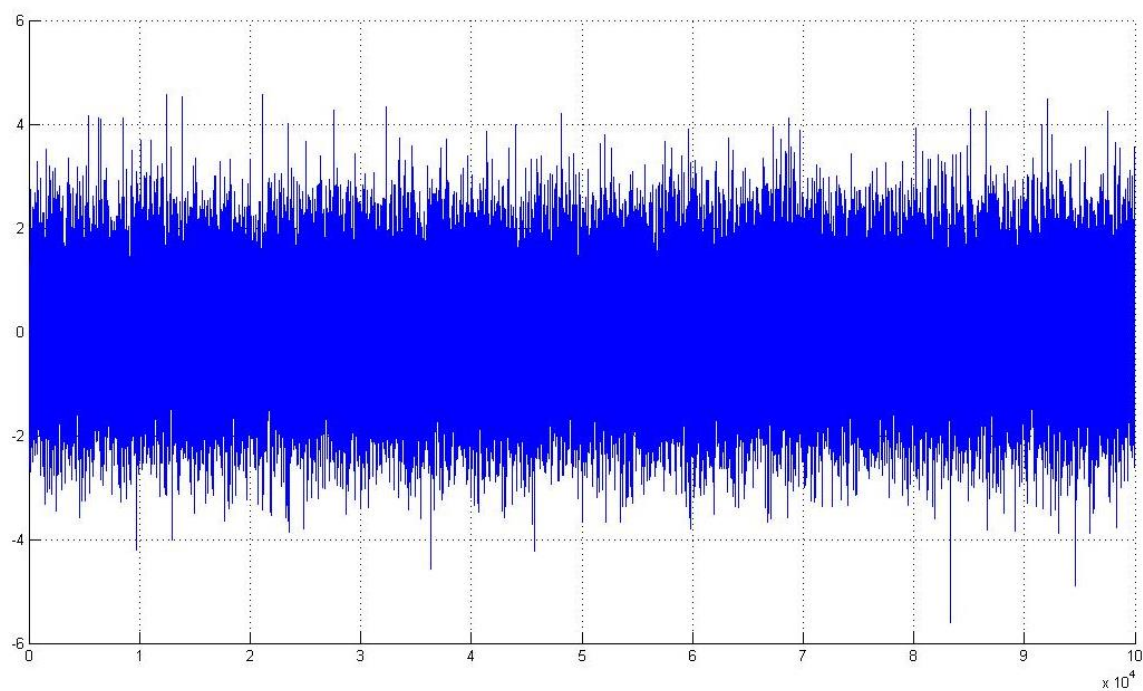


Рис.4.2 Сигнал з розподілом Стюдента $\nu = 64$

Змоделюємо сигнал з розподілом Стюдента степінь свободи якого рівний 16.

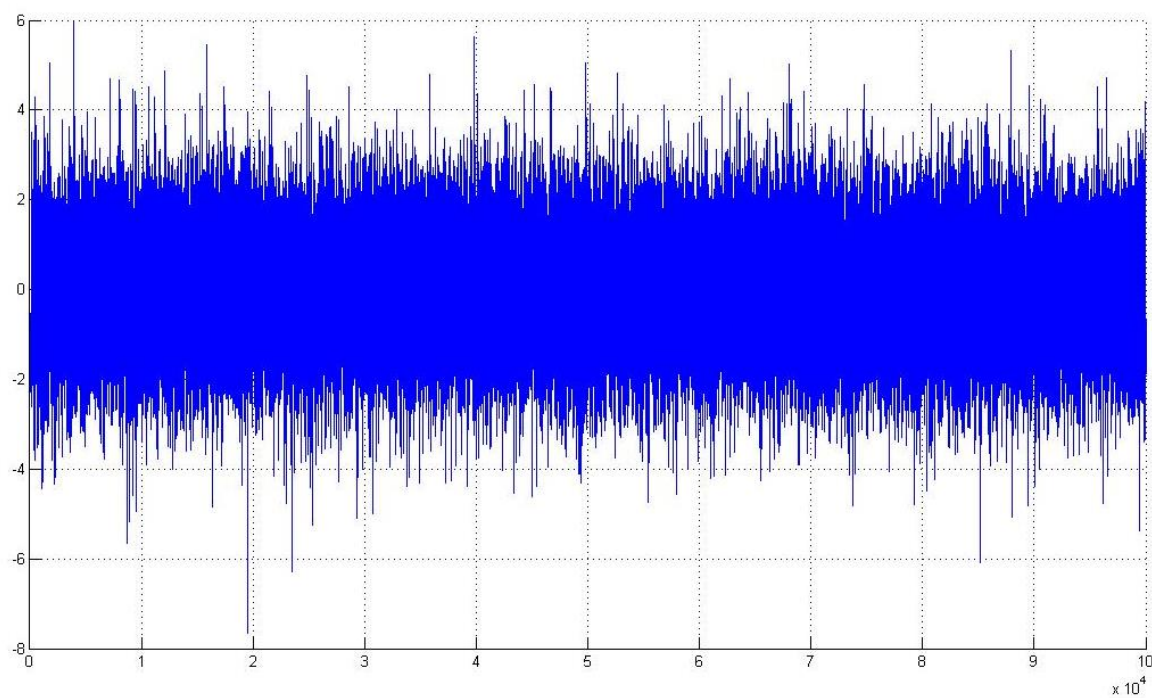


Рис. 4.3 Сигнал з розподілом Стюдента $\nu = 16$

Як видно з продемонстрованих графіків сигнали з різними степенями свободи та сигнал нормальним розподілом не мають якихось унікальних рис і є дуже подібними один до одного.

Якщо дослідити їхні щільності імовірності, що продемонстровано на рис. 4.4 та 4.5 то ніяких суттєвих відмінностей не буде спостерігатися, а отже встановити точний стан підшипника кочення не можливо, не залежно від того чи він є справним чи має якийсь дефект. З цього випливає, що для вирішення даної задачі необхідний інший підхід.

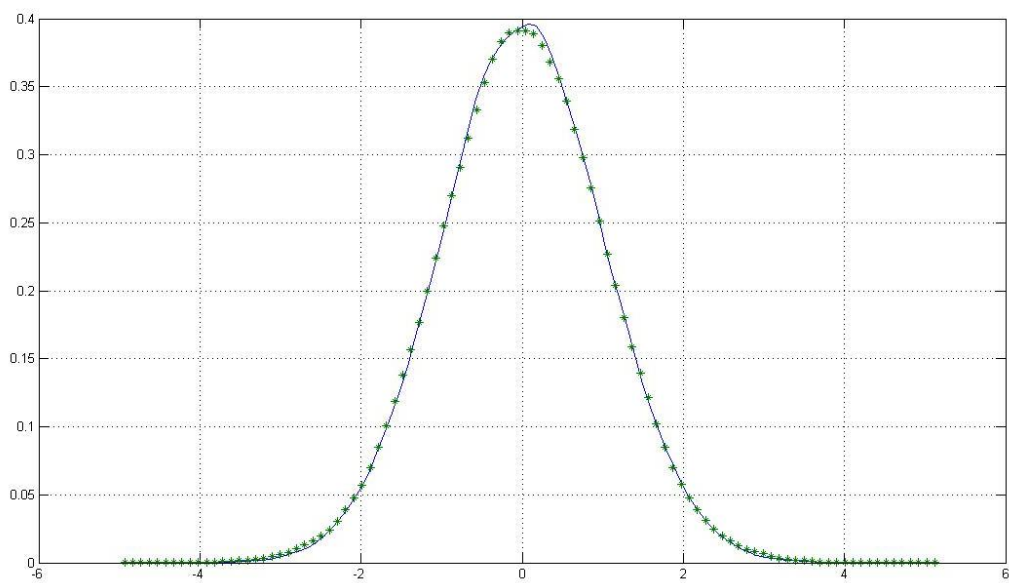


Рис.4.4 Щільність імовірності сигналів з нормальним розподілом (суцільна лінія) та розподілом Стюдента $\nu = 64$ (зірочки)

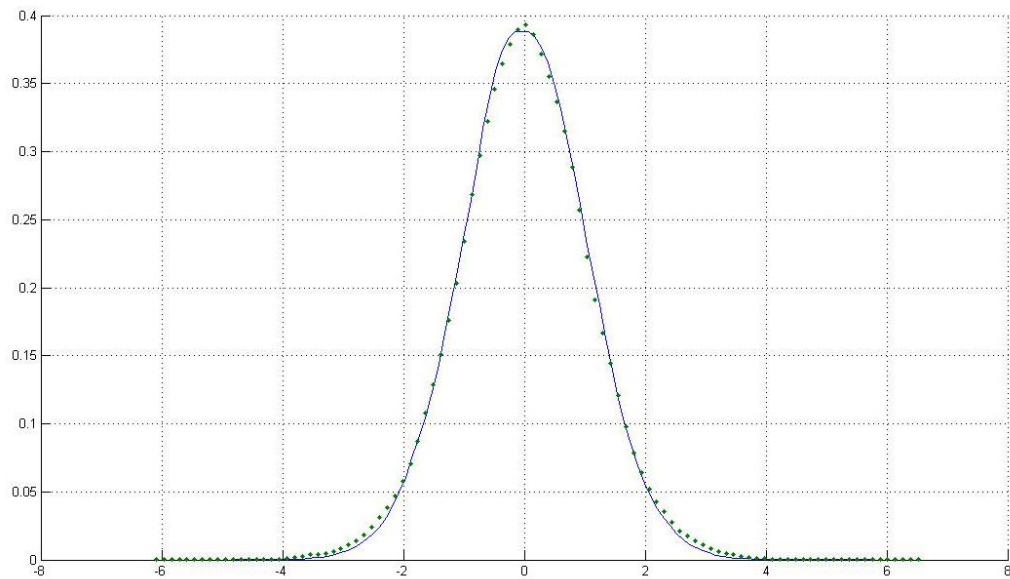


Рис.4.5 Щільність імовірності сигналів з розподілом Стюдента $\nu = 64$ позначений суцільною лінією та $\nu = 16$ позначений крапками.

4.2. Демонстрація чутливості коефіцієнта ексцесу до зміни станів підшипника

В якості діагностичного параметру для діагностики станів підшипників кочення буде використаний масив значень коефіцієнту ексцесу для певного сигналу. Даний масив значень для кожного із сигналів буде створений завдяки скрипту наведеного в Додатку А. Набравши об'єм значень даного коефіцієнту для сигналу з певним розподілом, і побудувавши щільність імовірності стає чітко видно, що щільності імовірності розподілу коефіцієнту ексцесу для справного стану підшипника та для сигналів з різними степенями свободи, що відповідають сигналам підшипників з різними дефектами, суттєво відрізняються одне від одного і більше не накладаються одне на одного.

Як видно на рис. 4.6, кожна щільність імовірності коефіцієнту ексцесу, що відповідає окремому стану підшипника рознесені на графіку одна від одної, і її добре видно.

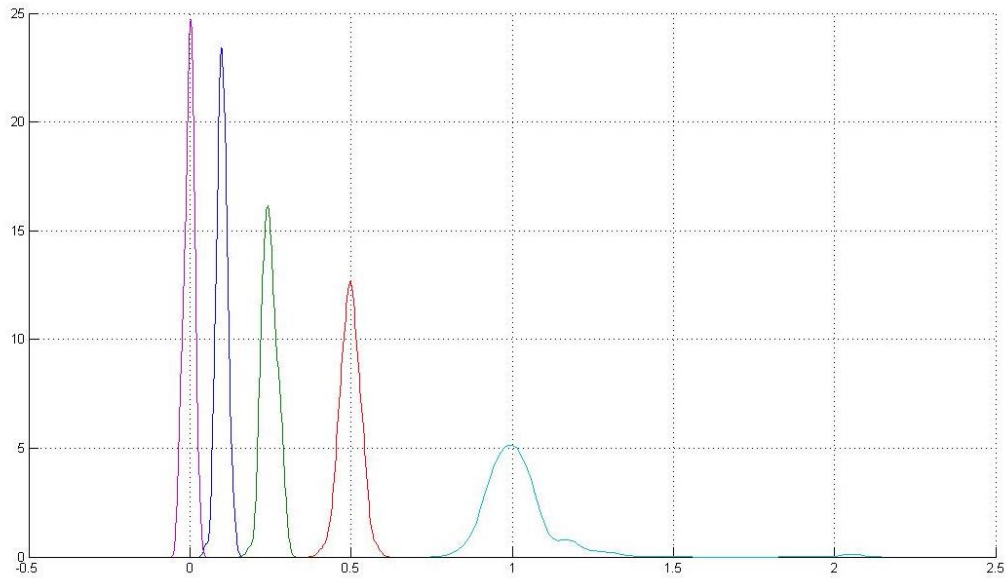


Рис.4.6 Щільність імовірності коефіцієнтів ексцесу для п'яти станів підшипника кочення

Кожна із знайдених щільностей імовірності має свою центральну точку діапазону, так для $\nu = 64$, ця точка рівна 0,1, для $\nu = 28$ це 0,25, а для $\nu = 10$ і 16, вони рівні 0,5 та 1 відповідно, для нормального розподілу дана точка дорівнює нулю.

Отже даний показник є досить ефективним для встановлення стану підшипника кочення. Але для деяких станів, що знаходяться поруч можуть виникати похибки першого і другого роду, так як їхні щільності імовірності накладаються одна на одну як це показано на рис. 4.7.

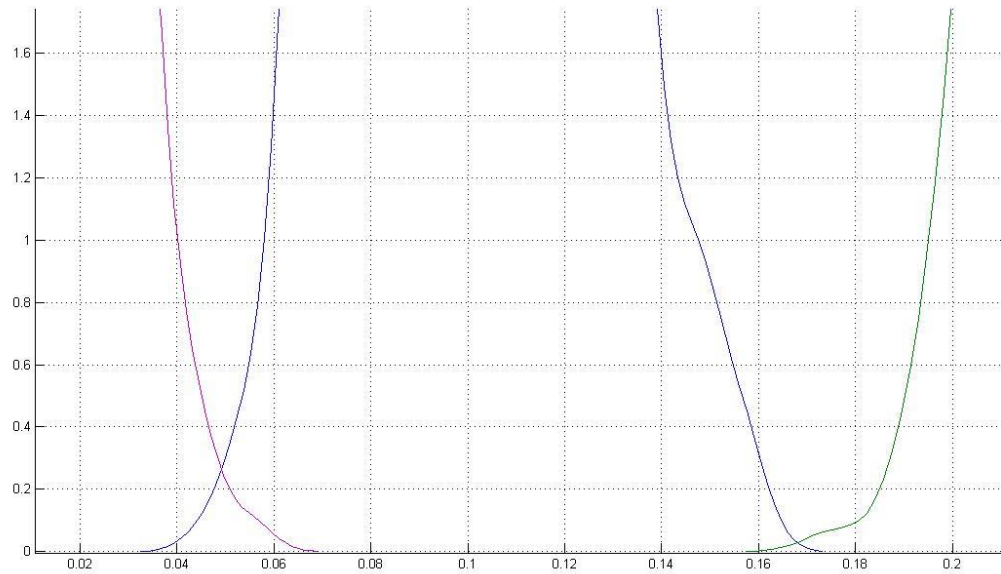


Рис.4.7 Приближення «хвостів» щільність імовірності коефіцієнтів ексцесу нормального стану та сигналів при $\nu = 64$ та $\nu = 28$.

При кількості значень в кожному масиву 10^5 похибки неправильного встановлення стану підшипника не є дуже великою і представлена в табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Похибка при визначенні станів підшипників

Розподіл сигналу	Кількість значень в масиві	Кількість не правильно визначених	Похибка
Нормальний розподіл	10^5	305	0.3%
Стюдента $\nu = 64$		132	0.13%
Стюдента $\nu = 28$		47	0.05%
Стюдента $\nu = 16$		2	0.002%
Стюдента $\nu = 10$		1	0.001%

Похибка при визначенні станів підшипників була встановлена наступним чином. Для кожного графіку щільності імовірності було обрано порогове значення, аналогічно до того як це було зроблено в роботі [22]. Не правильно

визначеними вважалися такі значення коефіцієнтів ексцесу, що знаходилися за точкою перетинів графіків щільності імовірності двох сусідніх станів підшипника кочення, дана точка виступала в якості порогового значення, це продемонстровано на рис. 4.8. і відповідно дане порогове значення для сигналу нормальним розподілом та сигналу розподілом Стюдента при $\nu = 64$ рівне 0,0483. Відповідно всі значення, що знаходилися за цією межею вважалися не правильно встановленими і складали відсоток похибки.

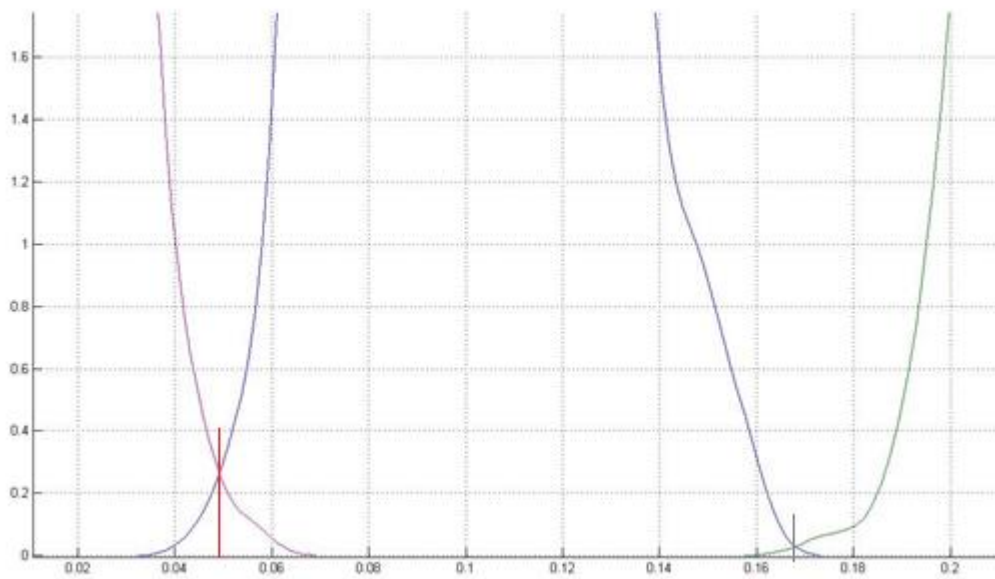


Рис.4.8 Порогові значення

Але цієї похибки легко уникнути збільшивши кількість значень в масиві вибірки коефіцієнту ексцесу. Збільшивши кількість значення на одну степінь можна досягнути повної «ізоляції» розподілів щільностей імовірностей коефіцієнтів ексцесу для різних станів підшипника кочення одне від одної це показано на рис. 4.9.

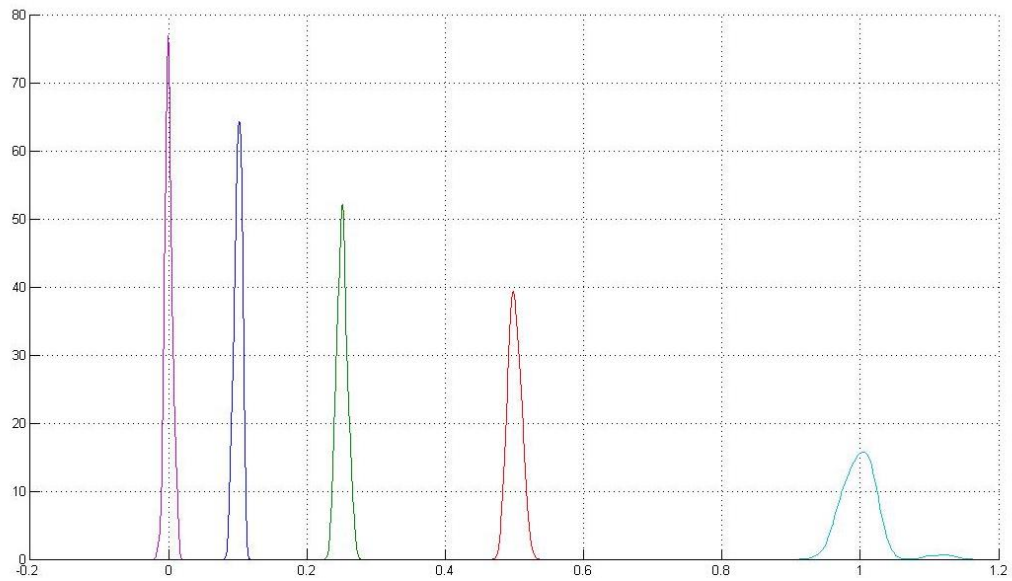


Рис.4.9 Щільність імовірності коефіцієнтів ексцесу для п'яти станів підшипника кочення при збільшенні кількості значень до 10^6

Для підтвердження того що дані щільності «ізолювані» збільшимо графік та продемонструємо це на рис. 4.10.

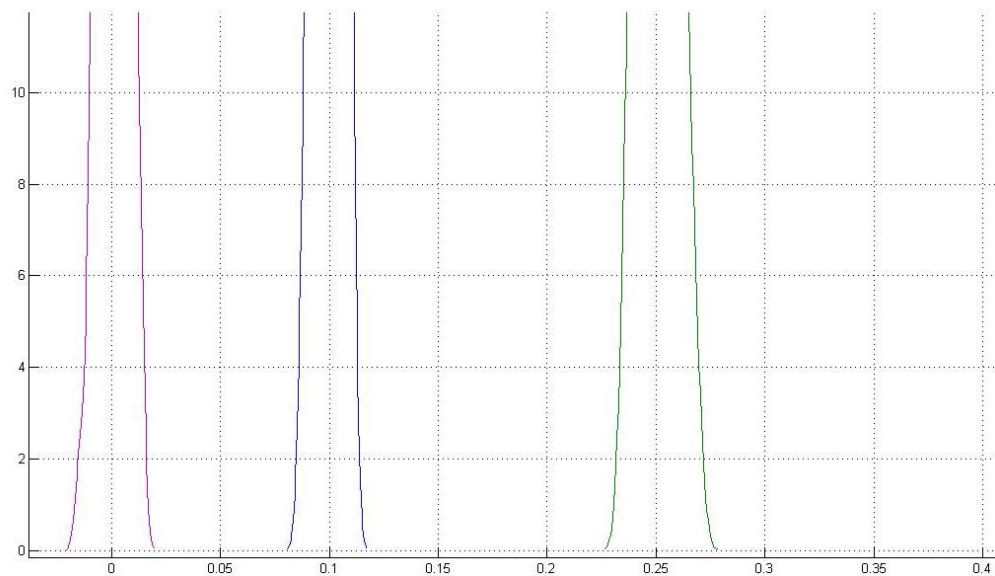


Рис.4.10 Щільність імовірності коефіцієнтів ексцесу для чотирьох станів підшипника кочення при збільшенні кількості значень до 10^6 приближені «хвости»

Якщо порівняти два рис. 4.7. та 4.10. то стає явним той факт, що зі збільшенням кількості значень коефіцієнтів ексцесу при дослідженні сигналу, призводить до звуження графіку щільності імовірності розподілу коефіцієнта, що в свою чергу приводить до того, що їх «хвости» більше не накладаються на графіки щільностей сусідніх сигналів, що зводить можливість похибки до мінімальної.

Висновки до розділу 4

В даному розділі було представлено результати дослідження коефіцієнту ексцесу в якості діагностичного параметру для дослідження підшипників кочення. Продемонстровані результати чітко показують ефективність використання коефіцієнту ексцесу для вирішення задач діагностики. Також було продемонстровано, що при достатній кількості значень коефіцієнтів ексцесу можна зменшити похибки при встановленні точного стану підшипників кочення до мінімальної.

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЕКТУ

Стартап як форма малого ризикового (венчурного) підприємництва впродовж останнього десятиліття набула широкого розповсюдження у світі через зниження бар'єрів входу в ринок (із появою Інтернету як інструменту комунікацій та збуту стало простіше знаходити споживачів та інвесторів, займатись пошуком ресурсів, перетинати кордони між ринками різних країн), і вважається однією із наріжних складових інноваційної економіки, оскільки за рахунок мобільності, гнучкості та великої кількості стартап-проектів загальна маса інноваційних ідей зростає. Розроблення та виведення стартап-проекту на ринок передбачає здійснення низки кроків, в межах яких визначають ринкові перспективи проекту, графік та принципи організації виробництва, фінансовий аналіз та аналіз ризиків і заходи з просування пропозиції для інвесторів.

Метою розділу є формування інноваційного мислення, підприємницького духу та формування здатностей щодо оцінювання ринкових перспектив і можливостей комерціалізації основних науково-технічних розробок, сформованих у попередній частині магістерської дисертації у вигляді розроблення концепції стартап-проекту в умовах висококонкурентної ринкової економіки глобалізаційних процесів.

Завдання розділу полягає в маркетинговому аналізі перспектив реалізації запропонованих магістрантом науково-технічних рішень та пропозицій, оцінювання можливостей їх ринкового впровадження.

Опис ідеї проекту (товару, послуги, технології). Цілісне уявлення про зміст ідеї та можливі базові потенційні ринки, в межах яких потрібно шукати групи потенційних клієнтів

Таблиця 5.1. Опис ідеї стартап-проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Дослідження точного стану підшипника кочення за допомогою значення коефіцієнту ексцесу.	1. Дослідження підшипників кочення.	1. Визначення стану об'єкту з певною точністю.
	2. Точне визначення стану підшипника.	2. Визначення подальших дій з даним підшипником (ремонт, заміна)

Технологічний аудит ідеї проекту. Визначення технологічної здійсненності ідеї проекту передбачає аналіз таких складових (таблиця 5.2):

- за якою технологією буде виготовлено товар згідно ідеї проекту?
- чи існують такі технології, чи їх потрібно розробити/добробити?

чи доступні такі технології авторам проекту

Таблиця 5.2. Технологічна здійсненність ідеї проекту

Ідея проекту	Технології її реалізації	Наявність технологій	Доступність технологій
Дослідження точного стану підшипника кочення за допомогою значення коефіцієнту ексцесу.	Встановлення стану підшипника на основі дослідження коефіцієнту ексцесу вібро-сигнала	Технології наявні, але основані на інших методах	Доступні
Висновки: Можна використовувати наявні технології зняття віброакустичного сигналу, змінивши метод встановлення стану підшипника на запропонований в ідеї.			

Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту. Визначення ринкових можливостей, які можна використати під час ринкового впровадження проекту, та ринкових загроз, які можуть перешкодити реалізації проекту, дозволяє спланувати напрями розвитку проекту із урахуванням стану ринкового середовища, потреб потенційних клієнтів та пропозицій проектів-конкурентів.

Таблиця 5.3. Попередня характеристика потенційного ринку стартап-проекту

№ п/п	Показники стану ринку (найменування)	Характеристика
1	Кількість головних гравців, од	5
2	Загальний обсяг продаж, грн / ум.од.	Від 2500 до 60000 грн
3	Динаміка ринку (якісна оцінка)	Зростає
4	Наявність обмежень для входу (вказати характер обмежень)	Відсутні
5	Специфічні вимоги до стандар- тизації та сертифікації	Відсутні
6	Середня норма рентабельності в галузі (або по ринку), %	15%
Висновки: ринок є привабливий для входження за попереднім оцінюванням		

Потенційні групи клієнтів, їх характеристики, та формування орієнтованого переліку вимог до товару для кожної групи.

Таблиця 5.4. Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку)	Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару
Визначення стану підшипника кочення	Будь які підприємства та виробництва, що використовують різного роду станки та ремонтують їх, автомайстерні, депо та інші.	Основний фактори впливу це вартість та точність. Чим менше підприємство тим менш дорого вартісне обладнання вони потребують. Точність вимагають великі підприємства в яких великі виробництва	До продукції: точність встановлення стану підшипника, відсутність похибки при діагностиці, швидка процедура діагностики

Аналіз ринкового середовища

Таблиця 5.5. Фактори загроз

№ п/п	Фактор	Зміст загрози	Можлива реакція компанії
1	Конкуренція	Велика кількість аналогічних приладів на ринку	Зменшення вартості, збільшення якості приладу із застосуванням даного методу дослідження стану підприємств.
2	Відсутність попиту	Відсутність інтересу до можливих покупців	Реклама, безкоштовні дослідження можливим клієнтам

Таблиця 5.6. Фактори можливостей

Фактор	Зміст можливості	Можлива реакція компанії
Не стандартний метод дослідження	Визначення стану підприємства з достатньо великою точністю	Пропаганда не стандартного методу.

Аналіз конкуренції (табл. 5.7)

Таблиця 5.7. Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор для порівняння конкурентних проектів значущим)
Висока точність встановлення стану підприємника	Гарна якість діагностування

Фінальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання SWOT-аналізу (матриці аналізу сильних (Strength) та слабких (Weak) сторін, загроз (Troubles) та можливостей (Opportunities) (таблиця 8) на основі виділених ринкових загроз та можливостей, та сильних і слабких сторін.

Перелік ринкових загроз та ринкових можливостей складається на основі аналізу факторів загроз та факторів можливостей маркетингового середовища. Ринкові загрози та ринкові можливості є наслідками (прогнозованими результатами) впливу факторів, і, на відміну від них, ще не є реалізованими на ринку та мають певну ймовірність здійснення. Наприклад: зниження доходів потенційних споживачів – фактор загрози, на основі якого можна зробити прогноз щодо посилення значущості цінового фактору при виборі товару та відповідно, – цінової конкуренції (а це вже – ринкова загроза)

Таблиця 5.8. SWOT- аналіз стартап-проекту

Сильні сторони: Висока точність визначення стану підприємника	Слабкі сторони: Маловідомість про даний спосіб діагностування
Можливості:	Загрози:

Заповнення ринку новим методом діагностування	Велика конкурентність
---	-----------------------

Розроблення ринкової стратегії проекту. Розроблення ринкової стратегії першим кроком передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів (таблиця 5.9)

Таблиця 5.9. Вибір цільових груп потенційних споживачів

№ п/п	Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачів сприйняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)	Інтенсивність конкуренції в сегменті	Простота входу у сегмент
1	Великі підприємства з великим обсягом виробництва	Наявна	Не можливо встановити	Велика	Вихід в сегмент непростий через наявність великою конкретності
2	Підприємства що займаються ремонтом та діагностуванням обладнання	Наявна	Не можливо встановити	Велика	Вихід в сегмент непростий через наявність великою конкретності
Обидві цільові групи є перспективними.					

Для роботи в обраних сегментах ринку необхідно сформувати базову стратегію розвитку (таблиця 5.10)

Таблиця 5.10. Визначення базової стратегії розвитку

Обрана альтернатива розвитку проекту	Стратегія охоплення ринку	Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи	Базова стратегія розвитку
Стратегія спеціалізації	Зосередженість на цільовій групі (Підприємства що займаються ремонтом та діагностуванням обладнання)	Швидке і точне діагностування	Стратегія диференціації

Вибір стратегії конкурентної поведінки (таблиця 5.11)

Таблиця 5.11. Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

Чи є проект «першопроходцем» на ринку?	Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати у існуючих у конкурентів?	Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента, і які?	Стратегія конкурентної поведінки
Ні	Компанія буде забирати існуючих	Не буде, так як метод оснований на інших підходах діагностування	Стратегія виклику лідера

Далі розробляється стратегія позиціонування (таблиця 5.12). що полягає у формуванні ринкової позиції (комплексу асоціацій), за яким споживачі мають ідентифікувати торгівельну марку/проект

Таблиця 5.12. Визначення стратегії позиціонування

Вимоги до товару цільової аудиторії	Базова стратегія розвитку	Ключові конкурентоспроможні позиції власного стартап-проекту	Вибір асоціацій, які мають сформувати комплексну позицію власного проекту (три ключових)
Швидке та точне встановлення стану підшипника кочення	Стратегія диференціації	Новий підхід до діагностування	<ul style="list-style-type: none"> • Новий підхід до діагностування • Не стандартний для конкурентів метод • Висока точність методу

Розроблення маркетингової програми стартап-проекту. Першим кроком є формування маркетингової концепції товару, який отримає споживач. Для цього у таблиці 5.13 потрібно підсумувати результати попереднього аналізу конкурентоспроможності товару.

Таблиця 5.13. Визначення ключових переваг концепції потенційного товару

Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами (існуючі або такі, що потрібно створити)
Встановлення стану підшипника в обладнанні	Висока точність встановлення стану підшипника кочення	Ключова перевага новий підхід до діагностування

Наступним кроком є визначення цінових меж, якими необхідно керуватись при встановленні ціни на потенційний товар (остаточне визначення ціни відбувається під час фінансово-економічного аналізу проекту), яке передбачає аналіз ціни на товари-аналоги або товари субституту, а також аналіз рівня доходів цільової групи споживачів (таблиця 5.14).

Аналіз проводиться експертним методом

Таблиця 5.14. Визначення меж встановлення ціни

Рівень цін на товари-замінники	Рівень цін на товари-аналоги	Рівень доходів цільової групи споживачів	Верхня та нижня межі встановлення ціни на товар / послугу
2500-15000 грн	2500-60000 грн	Не обмежені	3000-10000 грн.

Визначення оптимальної системи збуту.

Таблиця 5.15. Визначення оптимальної системи збуту

Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів	Функції збуту, які має виконувати постачальник товару	Глибина каналу збуту	Оптимальна система збуту
Залучена система закупівлі	Залучена система збуту	-----	Традиційна

Останньою складовою маркетингової програми є розроблення концепції маркетингових комунікацій, що спирається на попередньо обрану основу для позиціонування, визначену специфіку поведінки клієнтів (таблиця 5.16)

Таблиця 5.16. Концепція маркетингових комунікацій

Специфіка поведінки цільових клієнтів	Канали комунікацій, якими користуються цільові клієнти	Завдання рекламного повідомлення	Концепція рекламного звернення
Порівняння декількох представників на ринку	Інтернет ресурси, залучена система закупівлі	Донести до клієнта про новий товар оснований на новому методі	Пропаганда товару

Висновки до розділу 5

Наявна ринкова комерціалізації проекту, оскільки на ринку є попит на дану продукцію. Адже на сьогоднішній день невчасне виявлення пошкоджень підшипників кочення, може привести значних проблем на виробництві. Є перспектива впровадження на певний сегментах ринку(підприємства, що займаються діагностуванням та ремонтом обладнання). Зважаючи на все сказане в даному розділі імплементація проекту є доцільною.

ВИСНОВКИ

В ході виконання магістерської дисертації вирішувалися наступні завдання:

- Проведено аналіз науково-технічної літератури з теми віброакустична діагностика підшипників кочення;
- Були розглянуті основні методи діагностики та існуючі системи діагностики підшипників кочення;
- Були дослідженні діагностичні параметри які використовуються при встановленні станів підшипників;
- Обрані параметри характеристик для моделювання.

Дана робота демонструє, що коефіцієнт ексцесу в якості діагностичного параметру для дослідження підшипників кочення є досить ефективним, дане твердження підтверджене дослідженнями та графіками які представлені в четвертому розділі. Також була показано, що з достатньою кількістю значень коефіцієнту ексцесу можна зменшити величину похибок до мінімуму або взагалі уникнути їх.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гузенков П.Г. Детали машин: Учеб. Для вузов. – 4-е изд, испр. М: Высш. шк., 1986. – 359 с.: ил.
2. Деталі машин. Методи розрахунків, задачі та проблемні завдання, автоматизоване проектування: навч. посіб. Для студ. ВНЗ / В.Г. Нечепасєв, В.П. Блескун, В.П. Оніщенко та ін.; ред.: В.Г. Нечепасєв; ДВНЗ «Донец. нац. техн. ун-т». – Донецьк: ДВНЗ «ДонНТУ», 2012. – 404 с.
3. Гайдамака А.В. Підшипники кочення. Базові знання та напрямки вдосконалення: навч. посіб. / А.В. Гайдамака. – Х.: НТУ «ХП», 2009. – 248 с.
4. Вибродиагностика для начинающих и специалистов: обнаружение дефектов подшипников качения [Электронный ресурс] / Перевод материалов фирмы IRD– Режим доступа: <http://www.vibration.ru>, свободный.
5. Даниэль Линн. Вибродиагностика для начинающих и специалистов: выявление дефектов подшипников качения с помощью анализа вибрации [Электронный ресурс] / Пер. с англ. И.Р. Шейняк, под ред. В.А. Смирнова. – Режим доступа: <http://www.vibration.ru>, свободный.
6. Неразрушающий контроль: Справочник: В 7 т. Под общ. Ред. В.В. Клюева. Т. 7: В 2 кн. Кн. 1: В.И. Иванов, И.Э. Власов. Метод акустической эмиссии / Кн.2: Ф.Я. Балицкий, А.В. Барков, Н.А. Баркова и др. Вибродиагностика. – М.:Машиностроение, 2005. – 829 с.: ил.
7. Вибродиагностика: Моногр. / Розенберг Г.Ш., Мадорский Е.З., Голуб Е.С. и др.; Под ред. Г.Ш. Розенберга. – СПб.: ПЭИПК, 2003. – 284 с.
8. Костюков В.Н., Наumenко А.П. Учебное пособие. – Омск: Научно-производственный центр «Диагностика, надежность машин и комплексная автоматизация», 2007. – 286 с.
9. Подшипники качения. Типы и конструктивные исполнения: ГОСТ 3395-89. – М.: Государственный стандарт союза ССР, 1990. – 53 с.
10. Бендат Дж., Пирсол А. Применения корреляционного и спектрального анализа: Пер. с англ.. – М.: Мир, 1983. – 312 с., ил.

11. Теория автоматического управления: Учеб. для вузов по спец. «Автоматика и телемеханика». В 2-х ч. Ч. II. Теория нелинейных и специальных систем автоматического управления / А.А. Воронов, Д.П. Ким, В.М. Лохин и др.; Под ред. А.А. Воронова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1986. – 504 с., ил.

12. Равлюк В.Г. Вібродіагностика та методи діагностування підшипників кочення буксових вузлів вагонів [Текст] / В.Г. Равлюк // Зб. наук. праць ДонІЗТ. – Донецьк, 2010. - Вип. 21. –258 с.

13.Бабак В., Берегун В., Красильников А. Методы и средства вибродиагностики узлов когенерационных установок // Научни известия на НТСМ. – 2017. – № 1 (216). – С. 141–145.

14. Сеньо П.С. Теорія ймовірностей та математична статистика: Підручник. – 2-ге вид., перероб. і доп. – К.: Знання, 2007. – 556 с.

15. Дисперсія випадкової величини [Електронний ресурс] // Вікіпедія – вільна енциклопедія. – 2018. – Режим доступу до ресурсу: https://uk.wikipedia.org/wiki/Дисперсія_випадкової_величини

16. Коефіцієнт кореляції [Електронний ресурс] // Вікіпедія – вільна енциклопедія. – 2018. – Режим доступу до ресурсу:

<http://www.ukr.vipreshebnik.ru/entsiklopediya/56-k/1501-koefitsient-korelyatsiji.html>

17. Коефіцієнт асиметрії [Електронний ресурс] // Вікіпедія – вільна енциклопедія. – 2017. – Режим доступу до ресурсу: https://uk.wikipedia.org/wiki/Коефіцієнт_асиметрії

18. Коефіцієнт ексцесу [Електронний ресурс] // Вікіпедія – вільна енциклопедія. – 2017. – Режим доступу до ресурсу: https://uk.wikipedia.org/wiki/Коефіцієнт_ексцесу

19. Бабак С.В., Мыслович М.В., Сысак Р.М. Статистическая диагностика электротехнического оборудования. – К.: Ин-т электродинамики НАН Украины, 2015. – 456 с.

20. МЕТОДЫ ВИБРОДИАГНОСТИКИ [Електронний ресурс] // Вікіпедія – вільна енциклопедія. – 2017. – Режим доступу до ресурсу: <http://vibropoint.ru/metody-vibrodiagnostiki/>

21. Т-розподіл Стюдента [Електронний ресурс] // Вікіпедія - вільна енциклопедія. – 2018. – Режим доступу до ресурсу: https://uk.wikipedia.org/wiki/Т-розподіл_Стюдента

22. Берегун В.С., Красильников О.І. Дослідження чутливості коефіцієнта ексцесу діагностичних сигналів для контролю стану електротехнічного обладнання // Технічна електродинаміка. – 2017. – № 4. – С. 79–85.

23. Малахов А.Н. Кумулянтный анализ случайных негауссовых процессов и их преобразований. – М., Сов. радио, 1978, 376 с.

24. Передерій В.С. Вібродіагностика підшипників кочення // Теорія і практика актуальних наукових досліджень. Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції (м. Одеса, 28-29 квітня 2018 року). – Херсон: Видавництво «Молодий вчений», 2018. – С. 161–163.

ДОДАТОК А

ЛІСТИНГ ПРОГРАМИ В MATLAB

«Демонстрація чутливості коефіцієнта ексцесу до зміни станів підшипника»

до магістерської дисертації

на тему

«Віброакустична діагностика підшипників кочення»

```

clc
clearall
V=16;
N=10^5;
hold
L=trnd(V,1,N); %функція генерації псевдовипадкових чисел з розподілу
Стьюдента.
plot(L)
gridon

```

```

clc
clear all
V=64;
N=10^5;
hold on
L=normrnd(0,1,1,N);
L1=trnd(V, 1, N);
[f,Li]=ksdensity(L)
[f1,L1i]=ksdensity(L1)
plot (Li,f,L1i,f1,'*')
grid on

```

```

clc
clear all
hold on
V=64;
V1=28;
V2=16;
V3=10;
N=10^5;

```

```

N1=10^5;
for j=1:N1
    L0=normrnd(0,1,1, N);
    k0(j)= (kurtosis(L0)-3)
end

for j=1:N1
    L=trnd(V, 1, N);
    k(j)= (kurtosis(L)-3)
end

for j=1:N1
    L1=trnd(V1, 1, N);
    k1(j)= (kurtosis(L1)-3)
end

for j=1:N1
    L2=trnd(V2, 1, N);
    k2(j)= (kurtosis(L2)-3)
end

for j=1:N1
    L3=trnd(V3, 1, N);
    k3(j)= (kurtosis(L3)-3)
end

[f0,k0i]=ksdensity(k0)
[f,ki]=ksdensity(k)
[f1,k1i]=ksdensity(k1)
[f2,k2i]=ksdensity(k2)
[f3,k3i]=ksdensity(k3)
plot (ki,f,k1i,f1,k2i,f2,k3i,f3,k0i,f0)
grid on

```